

Э.Маттер

ТОРЦОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ



www.techlib.alfamoon.com

scanned from truri

for nonprofit using

Dr.-Ing. Ehrhard Mayer
Axiale Gleitringdichtungen

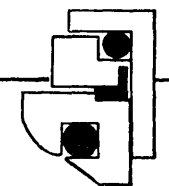
Fünfte neubearbeitete und erweiterte Auflage

Э. Майер
ТОРЦОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Перевод с немецкого Б. А. Вольброма

VDI-Verlag GmbH

Verlag des Vereins Deutscher Ingenieure · Düsseldorf



Москва «Машиностроение» 1978

Редактор Н. А. Кузина

Предисловие к пятому изданию

После четвертого издания этой книги о конструкциях уплотнений она была переведена на английский, польский, итальянский, французский и японский языки и быстро раскуплена. Перед пятым изданием книга была переработана на основе современных данных, причем особое внимание уделено результатам новейших исследований, включая данные, опубликованные в СССР. Разделы «Утечки» и «Торцовые уплотнения на тепловых и атомных электростанциях» существенно дополнены описанием современных конструкций.

Бесспорен тот факт, что фирма «Феодор Бургман Дихтунгсверк», руководимая автором, принадлежит к наиболее известным предприятиям по изготовлению торцовых уплотнений. Эта фирма выпускает преимущественно высоконагруженные специальные уплотнения, в конструкциях которых используются доступные новейшие результаты исследований и эксплуатации.

Господину Феодору Бургману, владельцу этой фирмы, я особенно обязан. Я благодарен также инженерам-изготовителям насосов, фирме по планированию энергии и заводу за интенсивный обмен опытом, который оказал огромное влияние на развитие конструкций торцовых уплотнений. Особенно хоте-

Майер Э.
М12 Торцовые уплотнения: Пер. с нем. — М.: Машиностроение, 1978. — 288 с., ил.

В пер.: 1 р. 70 к.

Книга является одним из лучших руководств по механическим торцовым уплотнениям. В ней подробно рассмотрены различные конструкции торцовых уплотнений, факторы, влияющие на герметичность, вопросы повышения надежности уплотнений, применения прогрессивных материалов, а также описаны современные методы исследования и испытания уплотнений.

Книга предназначена для инженерно-технических работников различных отраслей машиностроения.

М $\frac{30315-512}{038(01)-78}$ БЗ-8-10-78

ББК 31.3
6П5.7

© VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1974.

© Перевод на русский язык, «Машиностроение», 1978 г.

лось бы мне здесь отметить фирмы «Клейн», «Шанцлин Беккер АГ/Франкенталь», «Крафт-веркс-Унион» и специальное предприятие «Обригхейм».

В то время как в 1969 г. стоимость изготовления торцовых уплотнений в ФРГ составляла 40 млн. марок ФРГ, в 1973 г. она возросла примерно на 65 млн. марок ФРГ. Увеличение производства этих элементов машин более чем вдвое соответствует среднему процентному увеличению объема всей промышленности ФРГ. Этим прежде всего объясняется способность к защите окружающей среды торцовых уплотнений, которые обеспечивают наименьшую величину утечки из всех вращающихся уплотнений и обладают очень высокой долговечностью и надежностью.

При такой ситуации часто приходится ссылаться на запатентованные конструкции уплотнений, хотя детальное их описание согласно соответствующим патентным правам не всегда оказывалось возможным.

Эрхард Майер

Ейразбург/Лойзахталь, июнь, 1974 г.

Содержание

1. Введение	13
1.1. Типы уплотнений	13
1.2. Область применения торцовых уплотнений	13
2. Основные сведения об аксиальных торцовых уплотнениях	20
2.1. Конструкция, принцип действия и силы	21
2.2. Параметры уплотнений	24
2.3. Классификация уплотнений в зависимости от схемы компоновки, нагрузки и конструкции	24
2.4. Радиальные уплотнительные элементы	30
2.5. Конфигурация и способы установки контрколец	35
2.6. Прессовые и горячие посадки	37
2.7. Расчет толщины стенок	39
3. Стенды для испытаний уплотнений	46
3.1. Стенд для испытаний на износ	43
3.2. Торсионный испытательный стенд	43
3.3. Стенд для испытаний при сверхвысоком давлении	45
3.4. Стенд для испытаний уплотнений перемешивающих устройств	46
3.5. Стенд для испытаний уплотнений при высоких скоростях скольжения	46
4. Утечки	49
4.1. Предшествующие исследования	49
4.2. Технический уплотнительный зазор	50
4.3. Механическое искажение уплотнительного зазора	52
4.3.1. Влияние осевых сил	53
4.3.2. Влияние радиальных сил	56
4.4. Искажение уплотнительного зазора в результате теплового воздействия	58
4.4.1. Влияние осевого градиента температуры	58
4.4.2. Влияние радиального градиента температуры	59
4.5. Наложение отдельных видов короблений	60
4.6. Влияние искажения уплотнительного зазора на утечку	64
4.7. Влияние шероховатости поверхности	66
4.8. Давление в зазоре и контактное давление	69
4.9. Возможности расчета и результаты измерений	75
4.9.1. Утечки при граничном трении	75
4.9.1.1. Теория циркуляционного течения	76

4.9.1.2. Результаты исследований	79		
4.9.2. Утечки при смешанном трении	87		
4.9.3. Утечки при жидкостном трении	89		
4.9.3.1. Гидродинамические торцовые уплотнения	90		
4.9.3.2. Термогидродинамические торцовые уплотнения с круговыми канавками	96		
4.10. Утечки по другим путям разгерметизации	99		
5. Износ уплотнительных колец	101		
5.1. Материалы уплотнительных колец	101		
5.1.1. Пластмассы	111		
5.1.2. Искусственные угли и графиты	112		
5.1.3. Металлы	116		
5.1.4. Окислы металлов	117		
5.1.5. Карбиды	118		
5.2. Материалы пар	119		
5.3. Износостойкость	121		
5.3.1. Влияние режима трения	122		
5.3.2. Влияние контактного давления	126		
5.3.3. Влияние скорости скольжения	127		
5.3.4. Влияние материала контркольца	129		
5.3.5. Влияние температуры	129		
5.3.6. Влияние смазывающих свойств среды	130		
5.3.7. Влияние твердых частиц среды	133		
5.3.8. Влияние шероховатости поверхности	134		
5.3.9. Влияние вибраций	136		
5.4. Струйный износ	136		
5.5. Трещины от тепловых напряжений	137		
5.5.1. Оценка некоторых материалов	138		
5.5.2. Оценка конструкции уплотнения	140		
5.6. Износ при химическом воздействии	143		
5.7. Прогноз долговечности торцовых уплотнений	144		
6. Потери на трение	150		
6.1. Трение между торцовыми поверхностями	150		
6.1.1. Режимы и коэффициенты трения	151		
6.1.1.1. Жидкостное трение	151		
6.1.1.2. Смешанное трение	153		
6.1.1.3. Граничное трение	154		
6.1.1.4. Технически сухое трение	161		
6.1.1.5. Трение в вакууме и при низких температурах	162		
6.2. Температура уплотнительных колец	163		
6.2.1. Кольца из однородного материала	164		
6.2.2. Кольца из многослойного материала	165		
6.2.3. Градиенты температуры	167		
6.2.4. Коэффициент отвода теплоты	168		
6.3. Потери мощности на барботаж жидкости в уплотняемой полости	171		
6.3.1. Потери при вращении вала	171		
6.3.2. Потери при вращении корпуса	173		
7. Взаимосвязь между утечкой, долговечностью и режимом трения	175		
8. Надежность торцовых уплотнений	177		
8.1. Раскрытие стыка уплотнительных поверхностей	177		
8.1.1. Раскрытие стыка уплотнительных поверхностей в разгруженном торцовом уплотнении	178		
8.1.2. Раскрытие стыка уплотнительных поверхностей в нагруженном торцовом уплотнении	179		
8.1.3. Раскрытие стыка уплотнительных поверхностей в гидродинамическом и гидростатическом торцовом уплотнении	180		
8.2. Недопустимые температуры	181		
8.3. Опасность разрушения	182		
8.4. Способы стопорения вращающихся и неподвижных уплотнительных колец	182		
8.5. Дополнительные предохранительные устройства	183		
9. Специальные конструкции	186		
9.1. Уплотнения перемешивающих устройств	186		
9.2. Уплотнения для сверхвысоких давлений	198		
9.3. Высокоскоростные уплотнения	199		
9.4. Высокотемпературные уплотнения	202		
9.5. Низкотемпературные уплотнения	204		
9.6. Торцовые уплотнения для абразивных сред	206		
9.6.1. Торцовые уплотнения для сред, содержащих песок и твердые частицы	206		
9.6.2. Торцовые уплотнения для сред, содержащих соли и кристаллы	210		
9.6.3. Торцовые уплотнения для сред, содержащих волокна и фекалии	214		
9.6.4. Торцовые уплотнения для растворов и суспензий	215		
9.7. Торцовые уплотнения на электростанциях	216		
9.7.1. Торцовые уплотнения питательных насосов	220		
9.7.2. Торцовые уплотнения конденсатных насосов	231		
9.7.3. Торцовые уплотнения насосов для перегретой воды и насосов типа Ла-Монт	234		
9.7.4. Торцовые уплотнения генераторов	237		
9.7.5. Приспособления и вспомогательное оборудование	238		
9.8. Торцовые уплотнения на атомных электростанциях	243		
9.8.1. Торцовые уплотнения первичного контура	244		
9.8.1.1. Торцовые уплотнения реакторов, охлаждаемых водой под давлением	246		
9.8.1.2. Торцовые уплотнения реакторов, содержащих кипящую воду	254		
9.8.1.3. Торцовые уплотнения специальных реакторов	258		
9.8.2. Торцовые уплотнения вспомогательных и резервных насосов	263		
Список литературы	269		
Указатель терминов	286		
Список фирм-изготовителей	288		

Условные обозначения:

a , см — величина осевого износа уплотнения;
 $b = 0,5 (D - d)$, см — ширина контакта уплотнительных колец;
 c , см — радиальная глубина канавки;
 $d = 2r$, см — внутренний диаметр эффективной уплотняющей поверхности;
 $d_m = 2r_m = 0,5 (D + d)$, см — средний диаметр уплотняющей поверхности;
 d_E , см — диаметр входа уплотняемой среды;
 d_H , см — гидравлический диаметр;
 e , см — радиальная толщина стенки;
 f — коэффициент трения;
 h , мкм — расстояние между серединами микронеровностей;
 h_0 , мкм — толщина смазочной пленки в уплотнительном зазоре;
 $k = F_H/F$ — коэффициент нагрузки;
 l , см — аксиальная толщина кольца;
 $m = 1/\nu$ — отношение продольного удлинения к поперечному;
 n , мин⁻¹ — частота вращения;
 p_a , кгс/см² — наружное давление при расчете на прочность;
 p_t , кгс/см² — внутреннее давление при расчете на прочность;
 p_f , кгс/см² — среднее давление, создаваемое пружиной на площади контакта уплотнительных колец;
 p_g , кгс/см² — среднее контактное давление;
 p_{sp} , кгс/см² — среднее давление в уплотнительном зазоре;
 p_r , кгс/см² — радиальное приращение давления в уплотнительном зазоре в радиальном направлении под действием центробежных сил;
 p_1 , кгс/см² — давление уплотняемой среды;
 p_2 , кгс/см² — давление внешней среды;
 p_3 , кгс/см² — давление запирающей среды;
 q , см⁻¹ — константа;
 r , см — внутренний радиус уплотнительного кольца;
 r_a , см — наружный радиус кругового цилиндра;
 r_i , см — внутренний радиус кругового цилиндра;
 $r_g = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \approx \frac{d_m}{2}$, см — радиус скольжения;

$r_m = 0,5 (r_a + r_i)$, см — средний радиус уплотняющей поверхности;
 r_p , см — плечо приложения нагрузки;
 $s = \sum s_A + s_B$, мкм — суммарное коробление уплотнительного зазора;
 s_{Ma} , мкм — механическое коробление под действием осевых нагрузок;
 s_{Mr} , мкм — механическое коробление под действием радиальных нагрузок;
 s_{Ta} , мкм — осевое тепловое коробление при радиальном градиенте температур;
 s_{Tr} , мкм — радиальное тепловое коробление при аксиальном градиенте температур;
 t , °C — температура охлаждающей или уплотняемой среды;
 u , м/с — скорость течения;
 $v_g = \pi d_{mn}/6000$, м/с — средняя скорость скольжения;
 $w = \pi d_E/z$, см — шаг по канавкам;
 z — число канавок для гидродинамической смазки;
 A , мкм/ч — часовой износ торца уплотнительного кольца;
 B_1 , ккал/(м·ч) — коэффициент температурной трещиностойкости материала;
 B_2 — коэффициент температурной трещиностойкости конструкции уплотнения;
 C_a , °C/см — аксиальный градиент температур;
 C_r , °C/см — радиальный градиент температур;
 C_F — коэффициент формы при расчете короблений;
 C_W — коэффициент теплоотдачи;
 C_1 — коэффициент формы при расчете температурной трещиностойкости;
 C_2 , см/с^{3/2} — константа течения;
 C_3 — константа течения;
 $C_4 = 1,185 \cdot 10^{-3}$ — коэффициент пересчета;
 $D = 2R$, см — наружный диаметр эффективной уплотняющей поверхности;
 D_p , см — диаметр стька;
 D_W , см — диаметр вала;
 E , кгс/см² — модуль упругости;
 F , см² — площадь поверхности контакта;
 F_H , см² — площадь гидравлического нагружения;
 F_W , см² — фактическая площадь контакта;
 H — твердость;
 $K = R_a/R_{max}$ — коэффициент полноты микропрофиля;
 L , ч — срок службы торцового уплотнения;
 \bar{M} , кгс·см/см — приведенный момент;
 M_F , кгс·см — момент трения, обусловленный барботажем жидкости;
 M_G , кгс·см — момент трения контактных поверхностей;
 $M_R = M_G + M_F$, кгс·см — суммарный момент трения в уплотнении;
 $N_R = M_R \omega$, кгс·см/с, л. с. — потери мощности в уплотнении;
 P , кгс/см — распределенная нагрузка;
 P_F , кгс — усилие пружины;
 P_G , кгс — усилие прижатия контактных поверхностей в уплотнении;
 P_H , кгс — усилие гидравлического нагружения;
 P_R , кгс — сила трения радиального уплотнительного элемента;
 P_{Sp} , кгс — усилие от давления в зазоре;

Q , см³/с, см³/мин, см³/ч — утечка;
 R_a , мкм — средняя высота микронеровностей;
 R_{max} , мкм — максимальная высота микронеровностей;
 S , кгс/(см²·с) — коэффициент зазора;
 S_B — коэффициент запаса по разрыву;
 T , °С — температура уплотнительного кольца;
 ΔT , °С — перепад температур при отказе в работе уплотнения от термических трещин;
 ΔT_{min} , °С — меньшее из значений ΔT в паре трения;
 W , кгс·м/с, ккал/ч — тепловыделение в уплотнительном зазоре;
 W_A , кгс·м/с, ккал/ч — теплота, отводимая через кольцо A ;
 W_B , кгс·м/с, ккал/ч — теплота, отводимая через кольцо B ;
 α , 10⁻⁶ см/(°С·см) — коэффициент линейного расширения при нагреве;
 β — температурный коэффициент при расчете;
 γ , кг/м³, г/м³ — плотность;
 δ , мкм — диаметральный натяг при прессовых посадках;
 $\omega = \pi n/30$, с⁻¹ — угловая скорость;
 — удлинение;
 η , кг·с/м², сП, П — динамическая вязкость;
 (1 кг·с/см² = 100 пуаз; 1 пуаз = 100 сантипуаз);
 $\lambda = \lambda_0 (1 + \beta T)$, ккал/(м·ч·°С) — коэффициент теплопроводности;
 ν — коэффициент Пуассона;
 σ_{bB} , кгс/см² — предел прочности при изгибе;
 σ_D , кгс/см² — предел прочности при сжатии;
 σ_Z , кгс/см² — предел прочности при растяжении;
 A/B — пара трения; A — вращающийся элемент;
 B — неподвижный элемент (то же относится к самостоятельным индексам A и B);
 Ha — износостойкий слой на хромоникелевой стали;
 GG — серый чугун;
 Ko — каменный уголь, пропитанный синтетической смолой;
 Pre — пресс-масса из графита, пропитанного фенольной смолой;
 RG — литейная оловянно-цинковая бронза.

1. Введение

Уплотнения предназначены для разделения пространств с различными давлениями, рабочими средами или температурами. Они предотвращают, например, проникновение посторонних частиц в рабочую среду или утечку смазки из корпуса.

1.1. Типы уплотнений

Многочисленные типы уплотнений, применяемые в промышленности, предназначены для решения различных проблем. В зависимости от условий эксплуатации и требований в неподвижных соединениях применяют плоские уплотнения, кольца круглого сечения или сварные соединения, в устройствах с возвратно-поступательным движением — мягкие набивки, манжетные уплотнения, поршневые кольца, маталлические сальники или мембраны, а у вращающихся валов — лабиринтные и волновые уплотнения, сальники, манжеты, С-образные кольца, аксиальные или радиальные торцовые уплотнения, изготовленные из различных материалов.

1.2. Область применения торцовых уплотнений

Торцовые уплотнения по конструкции можно разделить на две основные группы: аксиальные и радиальные. На рис. 1 показано аксиальное торцовое уплотнение. Под действием осевых сил поток стремится пройти в радиальном направлении через зазор с уплотнениями. В радиальном торцовом уплотнении (рис. 2) негерметичен зазор между валом, втулкой и уплотнительным кольцом, т. е. утечка происходит в осевом направлении. Аксиальное торцовое уплотнение, обеспечивающее лучшую герметичность и имеющее повышенную надежность, долговечность, все больше применяют вместо ранее господствовавшего уплотнительного эле-

мента вращающихся валов — сальниковой набивки. Торцовое уплотнение обеспечивает упругогерметичное соединение между неподвижной и вращающейся торцовыми кольцевыми поверхностями и выполняет функции уплотнения, подшипника и теплообменника.

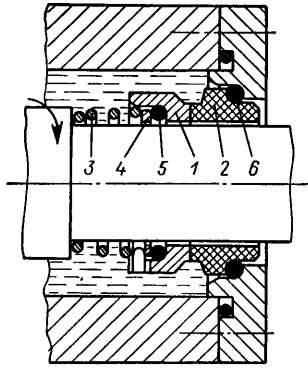


Рис. 1. Аксиальное торцовое уплотнение [2*]¹:

1 — вращающееся уплотнительное кольцо; 2 — неподвижное уплотнительное кольцо; 3 — нажимная пружина; 4 — неподвижное контрольное кольцо; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — опорное кольцо

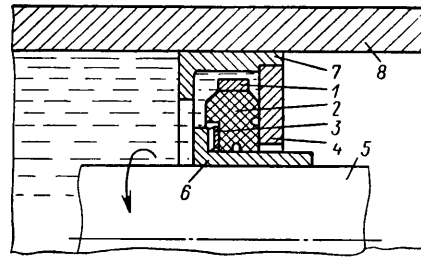


Рис. 2. Радиальное торцовое уплотнение:

1 — металлический бандаж; 2 — графитовое кольцо; 3 — кольцевая волнистая пружина; 4 — неподвижное контрольное кольцо; 5 — вал турбины; 6 — опорная втулка; 7 — корпус уплотнения; 8 — корпус турбины

В начале этого столетия в машиностроении появились торцовые уплотнения, которые не решали всей трудной проблемы герметизации, но функционально и конструктивно были лучше традици-

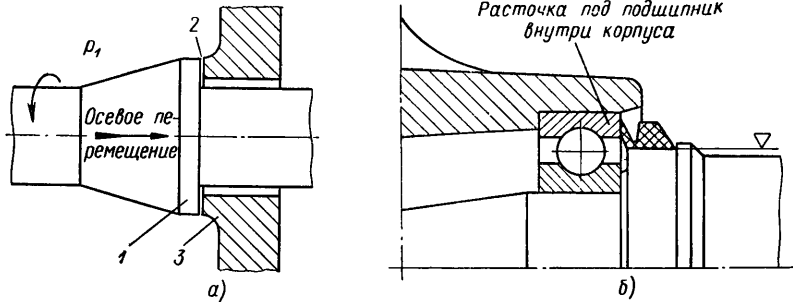


Рис. 3. Торцовые уплотнения:

а — простейшей конструкции [218]; б — с резиновым упругим кольцом круглого сечения осевого действия [11*]; 1 — буртик вала; 2 — уплотнительный зазор; 3 — запяточник корпуса

онных мягких набивок и сальников. Принцип работы простейшей конструкции уплотнения (рис. 3, а) заключается в том, что буртик вращающегося вала контактирует непосредственно с поверхностью

¹ Цифры со звездочкой в квадратных скобках дают ссылку на список фирм, приведенных в конце книги.

Классификация аксиальных торцовых уплотнений в зависимости от давления, скорости скольжения и нагрузки

Группа	Давление, кгс/см ²	Скорость, м/с	Нагрузка, кгс. м/(см ² . с)
Низшая I	$p_1 \leq 1$	$v_g \leq 10$	$p_1 v_g \leq 10$
Средняя II	$p_1 \leq 10$	$v_g \leq 10$	$p_1 v_g \leq 50$
Высокая III	$p_1 \leq 50$	$v_g \leq 20$	$p_1 v_g \leq 500$
Высшая IV	$p_1 > 50$	$v_g > 20$	$p_1 v_g > 500$

корпуса. Однако из-за отсутствия необходимых материалов и обрабатывающих станков, конструктивные преимущества торцовых уплотнений не были реализованы. Лишь в 20-х годах они были впервые применены во многих холодильных установках. Позднее стали применять резиновое упругое уплотнение, так называемое V-образное кольцо (рис. 3, б), в диапазоне параметров, соответствующем группе I (табл. 1). Это уплотнение имело такую же конструкцию, как предыдущее, однако уплотнительный элемент из упругого материала лучше компенсировал тепловые и механические осевые перемещения.

Наибольшее распространение в этот период торцовые уплотнения получили в автомобилях. Их использовали в водяном насосе двигателей внутреннего сгорания. В настоящее время водяные насосы двигателей имеют исключительно торцовые уплотнения.

Предъявляемые к уплотнениям требования были, естественно, незначительными, так как давление охлаждающей жидкости почти не превышало 1 кгс/см², степень загрязнения была небольшой, температура редко превышала 100°С, а скорость скольжения 1 м/с. Этим требованиям вполне отвечали применяемые материалы. Совершенствованием методов изготовления и улучшением свойств материалов можно не только повысить надежность, долговечность уплотнений, но и снизить стоимость их изготовления. После того как аксиальные торцовые уплотнения оправдали себя в крупносерийном автомобильном производстве, область их применения резко расширилась. После 1945 г. их стали широко использовать в насосостроении и крупной химической промышленности. Вследствие высокой надежности и экономичности торцовые уплотнения получают исключительно большое применение в нефтеперерабатывающей промышленности, в очистительных установках, насосных станциях, а также на танкерах.

С 1945 г. для торцовых уплотнений критическими считались давление 15 кгс/см², скорость скольжения 10 м/с. В течение последних 25 лет давление и скорость скольжения повысились более чем в 10 раз, и в настоящее время в технологических установках с торцовыми уплотнениями рабочее давление достигает 500 кгс/см².

Так как область применения аксиальных торцовых уплотнений непрерывно расширяется, то остановимся лишь на отдельных примерах их использования в основных отраслях промышленности. В следующих разделах рассмотрены аксиальные торцовые уплотнения, классифицированные в табл. 1 по давлению, скорости скольжения и нагрузке (под нагрузкой понимаются произведение внутреннего давления на скорость скольжения).

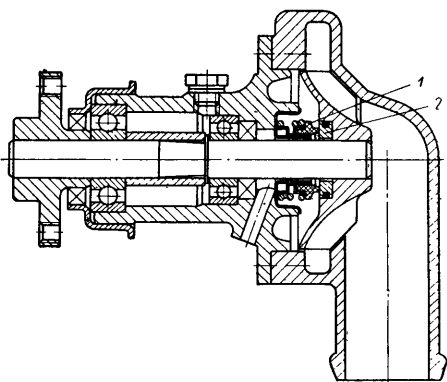


Рис. 4. Торцовое уплотнение со сменным контркольцом, устанавливаемое в насосе для охлаждающей жидкости [189]:

1 — неподвижное уплотнительное кольцо;
2 — контркольцо

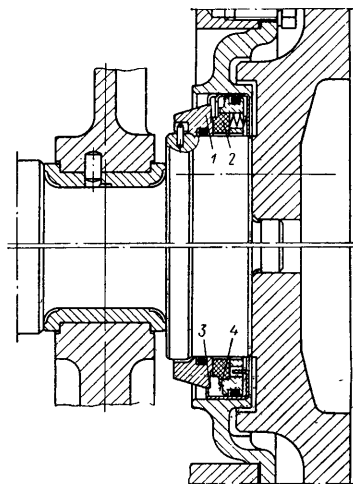


Рис. 5. Гидродинамическое торцовое уплотнение коленчатого вала [189]:

1 — вращающееся контркольцо; 2 — неподвижное уплотнительное кольцо;
3 — маслоразбрызгивающий торец;
4 — маслоулавливающая камера

Транспортные средства. В этой области торцовые уплотнения исчисляются миллионами штук. Они обеспечивают герметичность работы насосов для охлаждающей жидкости (рис. 4) и нагнетательных в автомобилях, тепловозах, судовых двигателях, а также применяются в качестве уплотнений коленчатых валов (рис. 5). Торцовые уплотнения используют в ротационных бензонасосах, коробках передач, гидротрансформаторах и гидродинамических тормозах тяжелых грузовых автомобилей.

В подшипниковых узлах гусеничных тягачей и автомобилей повышенной проходимости они предотвращают утечку консистентной и жидкой смазок, проникновение посторонних частиц и грязной воды во внутрь. Условия эксплуатации уплотнений в этих машинах с точки зрения давления, скорости скольжения и нагрузки соответствуют I и II группам приведенной классификации (см. табл. 1).

Бытовая техника. Торцовые уплотнения применяют в стиральных машинах, автоматах, моечно-сушильных агрегатах и центри-

фугах, посудомоечных машинах и мясорубках, а также нагнетательных топливных и циркуляционных водяных насосах. На рис. 6 показано торцовое уплотнение комбинированного автомата для стирки и сушки белья. Уплотнение предотвращает утечку смазки из шарикоподшипников и проникновение к ним воды и грязи. В этом уплотнении используют два материала высокой износостойкости: окись металла и специальный прессованный материал, полученный из искусственной смолы. В случае работы при высокой температуре резиновый чехол изготавливают из силиконовой резины.

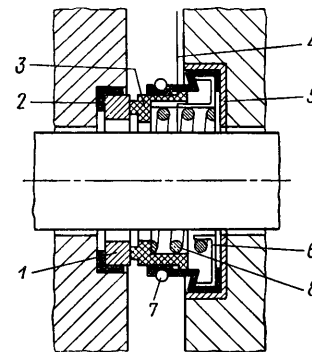


Рис. 6. Неподвижное торцовое уплотнение стирального автомата [2*]:

1 — вращающееся керамическое кольцо;
2 — Г-образное кольцо; 3 — износостойкое кольцо из синтетической смолы; 4 — чехол из силиконовой резины; 5 — корпус уплотнения; 6 — направляющая пружины и предохранитель от проворачивания; 7 — пружинное трубчатое кольцо; 8 — нажимная пружина

Торцовые уплотнения, устанавливаемые в бытовых машинах, применяют в большинстве случаев в условиях, соответствующих I группе классификации (см. табл. 1).

Энергетика и насосостроение. В этих отраслях машиностроения торцовые уплотнения применяют в конденсатных (рис. 7) и питательных насосах котельных агрегатов, в водяных турбинах и в системе охлаждения генераторов, вентиляторов, и особенно в ядерных энергетических установках. Кроме того, торцовые уплотнения устанавливают в шестеренчатых насосах, центробежных вентиляторах, насосах для перекачки сжиженных газов, асфальта и мастики, в компрессорах, холодильных установках и вакуумных насосах. Эксплуатационные условия для этих уплотнений соответствуют параметрам I—IV групп (см. табл. 1).

Химическая и нефтяная промышленность. На нефтеперерабатывающих и химических аппаратах торцовые уплотнения используют особенно широко. С их помощью герметизируют валы перемешивающих устройств, испарителей и смесителей, каландров, подогревающихся паром, центрифуг, вентиляторов и насосов, работающих с различными средами. На рис. 8 показано торцовое уплотнение высокой антикоррозионной стойкости для работы при низких нагрузках, на рис. 9 — торцовое уплотнение для химических аппаратов и насосов. Эти уплотнения относятся к I—IV группам (табл. 1).

Авиационная и космическая техника. В самолетах и ракетах с помощью торцовых уплотнений герметизируют валы газовых турбин, турбокомпрессоров, гидроагрегатов и нагнетательных насосов горючего и сжиженных газов. На рис. 10 показано высоко-

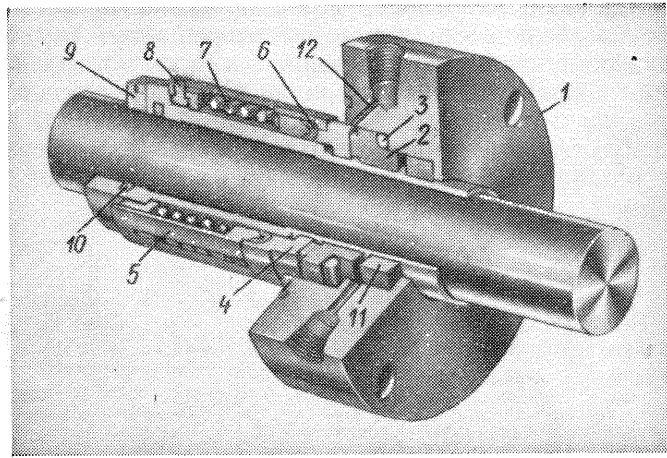


Рис. 7. Разгруженное уплотнение для работы при высоком давлении [1*]:

1 — фланец корпуса; 2 — неподвижное конtringкольцо; 3 — опорное кольцо; 4 — вращающееся уплотнительное кольцо; 5 — корпус уплотнения; 6 — радиальный уплотнительный элемент; 7 — пружина; 8 — стопорный штифт; 9 — разгружающая втулка; 10 — кольцо круглого сечения; 11 — дроссельное кольцо; 12 — циркуляционный канал

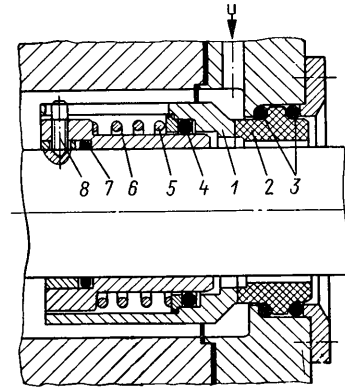


Рис. 9. Торцовое уплотнение с винтовым кольцом в двойной оболочке из ПТФ для химических аппаратов и насосов [2*]:

1 — корпус уплотнения; 2 — двухопорное конtringкольцо; 3 — опорное кольцо; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — нажимная пружина; 6 — разгружающая втулка; 7 — уплотнение разгружающей втулки; 8 — стопорный винт

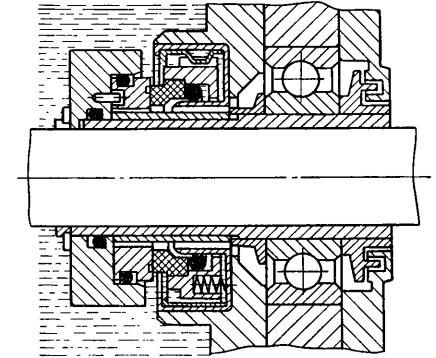


Рис. 10. Специальное гидродинамическое уплотнение высокопроизводительного генератора с масляным охлаждением [189] ($n = 11\,500$ об/мин; $p = 17,5$ кгс/см²; $t = 80 \div 125^\circ\text{C}$)

скоростное уплотнение, выполненное по неподвижной схеме. Давление в таких уплотнениях часто соответствует I и II классификационным группам, а скорость скольжения может достигать 100 м/с, поэтому нагрузка большей частью соответствует II и III группам (см. табл. I).

Этот краткий обзор иллюстрирует лишь многообразие областей применения аксиальных торцовых уплотнений, различное их назначение и условия работы. Другие вопросы рассмотрены в следующих разделах.

Этот краткий обзор иллюстрирует лишь многообразие областей применения аксиальных торцовых уплотнений, различное их назначение и условия работы. Другие вопросы рассмотрены в следующих разделах.

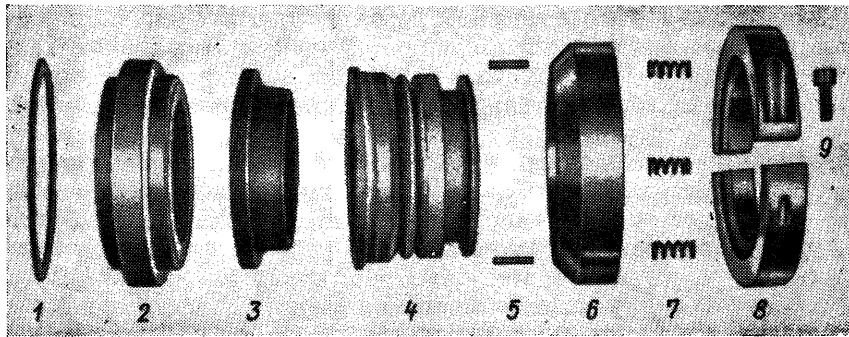


Рис. 8. Торцовое уплотнение наружного расположения в разобранном состоянии, обладающее высокой коррозионной стойкостью [11*]:

1 — плоское уплотнительное кольцо из политетрафторэтилена (ПТФ); 2 — керамическое уплотнительное кольцо; 3 — сменное уплотнительное кольцо из усиленного ПТФ; 4 — чехол (сильфон) из ПТФ; 5 — стопорный штифт; 6 — опорное кольцо; 7 — нажимная пружина; 8 — зажимное кольцо; 9 — зажимной винт

2. Основные сведения об аксиальных торцовых уплотнениях

Аксиальные торцовые уплотнения в зависимости от комбинации материалов и размеров изготавливают большими партиями в несколько (10—1000) тыс. штук, мелкими сериями до 100 шт. или в одном экземпляре. В последние годы в связи с ростом давления, температуры и скорости скольжения чрезмерно повысились требования прежде всего к торцовым уплотнениям. Это вызвано также применением новых химических соединений, облучением, которое влияет на свойства многих материалов, изменяющих срок их службы.

Герметизируемые жидкости и газы могут быть самыми разнообразными, например: жидкий кислород, высоконагретый водород и водные растворы, пивное сусло, растворы красителей, отстояная вода, различные кислоты, щелочи, углеводороды, асфальт, какао-паста, радиоактивные газы и жидкости. Чтобы торцовые уплотнения отвечали всем необходимым требованиям, необходимо использовать коррозионно-стойкие, прочные и теплоустойчивые материалы. Современные торцовые уплотнения характеризуются следующими диапазонами параметров:

Диаметр вала D_W в конструкции, мм:	
неразъемной	5—500
с составными угольными пальцами	до 1000 и больше
Давление p_1 , кгс/см ²	10 ⁻⁵ —450
Температура t , °C	—200—450
	>450 (при дополнительном охлаждении)
Скорость скольжения v_g	несколько об/мин—100 м/с и больше

Однако при этом надо обратить внимание на то, что достижение предельных параметров возможно часто только в случае применения специальных конструкций и вспомогательных приспособлений.

При определении геометрических размеров и конструкции аксиальных торцовых уплотнений необходимо учитывать шесть взаимосвязанных между собой факторов. Желательно, чтобы

торцовое уплотнение отвечало следующим требованиям: 1) максимально возможной герметичности; 2) наивысшей долговечности, т. е. минимальному износу; 3) наивысшей надежности, т. е. отсутствию необходимости в техническом обслуживании и ремонте; 4) наименьшим потерям на трение и тепловыделение; 5) минимальным размерам; 6) наивысшей экономичности и минимальной стоимости.

Поскольку, к сожалению, не все эти требования можно реализовать в одной конструкции, то каждое уплотнение является результатом компромиссного решения, которое должно учитывать эксплуатационные факторы и соотношения между ними.

2.1. Конструкция, принцип действия и силы

В аксиальном торцовом уплотнении осевая сила прижимает вращающееся уплотнительное кольцо к неподвижному контркольцу, или наоборот. Пути утечки в осевом направлении между кольцом и валом надежно перекрыты радиальными уплотнительными элементами, такими как кольцо круглого сечения, манжета, С-образное кольцо, поршневое кольцо и т. д. На рис. 11 показано нагруженное уплотнение простейшей конструкции.

В общем случае торцовое уплотнение состоит из неподвижного радиального и вращающегося аксиального уплотнительного элементов. Неподвижная и подвижная уплотнительные поверхности обычного сальника в этом случае практически выгодно заменены: геометрические параметры уплотнительной поверхности можно выполнить более точно и с меньшими затратами, не изнашивается поверхность вала или его вкладыша.

Для компенсации нарушения параллельности поверхностей уплотнительных колец, вызванного термическим удлинением деталей узла и уплотнения, а также износом этих поверхностей, необходимо иметь по меньшей мере одну упругую деталь, такую, как мембрана, сальфон, эластичная резиновая фасонная деталь или пружина.

На рис. 12 представлена очень простая конструкция торцового уплотнения. Здесь резиновый сальфон выполняет не только функцию радиального уплотнительного элемента, но и пружины. Крутящий момент передает сальфон. Однако эта конструкция ненадежна из-за недостаточной фиксации от проворота (см. раздел 8.4) и опасности разрушения сальфона. В особых случаях можно использовать усилие магнитного притяжения (рис. 13), уменьшающего уплотнительный зазор при недостаточном внутреннем давлении p_1 .

Торцовые уплотнения могут быть сконструированы и смонтированы таким образом, что нагрузка на уплотнительные поверхности может передаваться, например, только через пружины или манжеты. Однако недостатком такого уплотнения (см. рис. 6) является то, что оно может работать только в очень узком диапазоне

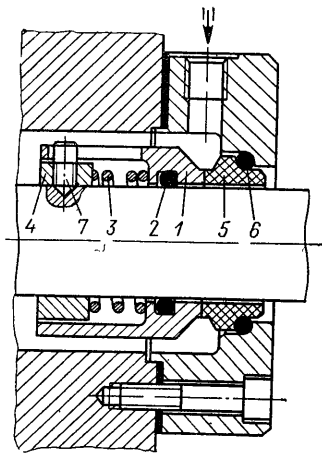


Рис. 11. Нагруженное торцовое уплотнение [2*]:

1 — корпусное уплотнительное кольцо; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — нажимная пружина; 4 — упорное кольцо; 5 — контркольцо; 6 — опорное кольцо; 7 — стопорный штифт

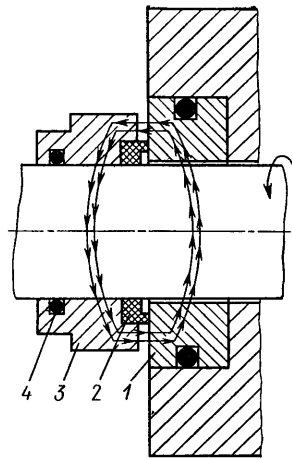


Рис. 13. Магнитное торцовое уплотнение с изображенным потоком силовых линий [10*]:

1 — неподвижное контркольцо; 2 — углеродистое уплотнительное кольцо; 3 — магнитное опорное кольцо; 4 — кольцо круглого сечения, передающее крутящий момент

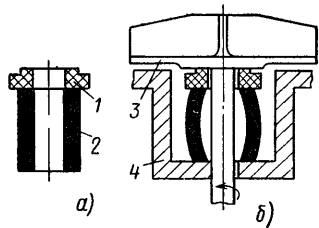


Рис. 12. Простое торцовое уплотнение:

а — поставляемый комплект; б — в сборе; 1 — кольцо из синтетической смолы; 2 — резиновый сильфон; 3 — крыльчатка; 4 — корпус насоса

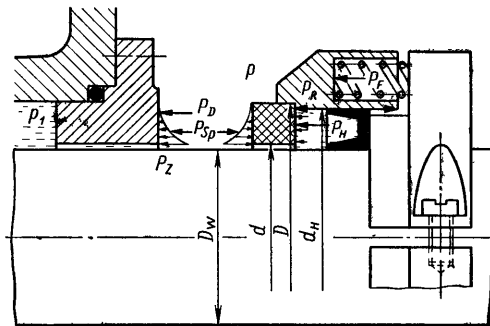


Рис. 14. Осевые силы, действующие на уплотнительные кольца:

P_H — усилие гидравлического нагружения; P_{Sp} — усилие от давления в зазоре; P_D — осевая уплотняющая сила, действующая на контактные поверхности; P_F — усилие пружины; P_R — сила трения радиального уплотнительного элемента

давлений, поскольку при повышенном внутреннем давлении p_1 уплотнительные поверхности расходятся. Усилие гидравлического нагружения P_H действует отрицательно, так как направлено против уплотняющей силы, поэтому почти у всех торцовых уплотнений при повышении внутреннего давления p_1 увеличивается гидравлическая нагрузка на уплотнительные поверхности.

По рис. 14 можно видеть направление действия осевых сил на уплотнительные кольца. Осевая уплотняющая сила P_D , которая стремится уменьшить уплотнительный зазор, состоит из четырех составляющих. Уплотнительная поверхность удерживается в контакте при недостаточном внутреннем давлении усилием P_F пружины, которая может быть различной по конструкции: конической, цилиндрической и тарельчатой, а также металлическим сильфоном. Часто пружины работают совместно с резиновыми сильфонами и мембранами. Усилие создается или одной пружиной, или несколькими. Например, в уплотнении вальцовочного станка с валом диаметром $D_w = 100$ см, применяют 128 пружин. Обычно принимают среднее удельное давление от пружины, проходящее на уплотнительную поверхность, $p_1 = 0,5 \div 0,25$ кгс/см². Усилие гидравлического нагружения P_H рассчитывают по площади, воспринимающей давление:

$$P_H = F_H p_1, \quad (1)$$

где по рис. 14 и 16, б

$$F_H = \pi(d_H^2 - d^2)/4 \quad (2, а)$$

или по рис. 11 и 15 при $D_w = d_H$

$$F_H = \pi(D^2 - D_w^2)/4. \quad (2, б)$$

Точно определить силу трения P_R радиального уплотнительного элемента почти невозможно, так как при повышении давления, износе и нагреве она может изменяться по величине и направлению. Сила давления P_{Sp} в зазоре является главной компонентой, которой противодействует уплотняющая сила. Она зависит от формы зазора, глубины шероховатости и соотношения нагрузок. Суммарное усилие P_G , которое действует на контактные уплотнительные поверхности, обычно рассчитывают по формуле

$$P_G = P_F + P_H - P_{Sp} \pm P_R. \quad (3, а)$$

В особых случаях (см. рис. 6) сила P_H отрицательная. Тогда для расчета используют выражение

$$P_G = P_F - P_H - P_{Sp} \pm P_R. \quad (3, б)$$

Из формул (3, а) и (3, б) следует, что для нормального функционирования уплотнения необходимо, чтобы сумма сил, стремящихся сжать уплотнение, была больше суммы сил, стремящихся раскрыть стык уплотнительных колец. На рис. 15 показана конструкция уплотнения, у которого пружина с повышением внутреннего

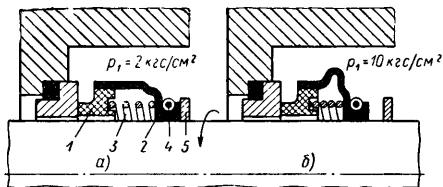


Рис. 15. Уплотнительный сальфон при различном внутреннем давлении:

a — усилие пружины действует; *b* — усилия пружины нет, действует только гидравлическая нагрузка; 1 — уплотнительное кольцо; 2 — резиновый сальфон; 3 — пружина; 4 — браслетная пружина; 5 — упорное кольцо

давления p_1 сжимается до соприкосновения витков, и сила не учитывается. При давлении $p_1 > 3 \div 4 \text{ кгс/см}^2$ действует только гидравлическая нагрузка.

2.2. Параметры уплотнений

При рассмотрении приведенных конструкций было установлено, что эффективность работы уплотнения зависит от его геометрических размеров и схемы компоновки. Кроме того, существенное влияние на утечку, потери на трение, надежность, долговечность, оказывают следующие факторы:

- 1) коэффициент нагрузки $k = F_n/F$ или (с учетом усилия пружины) отношение p_g/p_1 ;
- 2) скорость скольжения;
- 3) шероховатость и параллельность контактных поверхностей;
- 4) температура уплотняемой жидкости и контактных поверхностей, а также ее изменение со временем;
- 5) форма зазора, зависящая от механической и температурной деформации в процессе работы;
- 6) сочетание материалов пары трения;
- 7) уплотняемая среда, ее смазывающие свойства, теплопроводность, степень загрязнения и химический состав;
- 8) режим трения, вибрация, гидравлические удары, перерывы в движении, пуск под нагрузкой, периодическая работа без смазки, нагрев или охлаждение, течение жидкости по направлению действия центробежной силы, радиальное биение, а также прочие конструктивные и эксплуатационные факторы, причем решающее значение имеет возможность отвода теплоты.

2.3. Классификация уплотнений в зависимости от схемы компоновки, нагрузки и конструкции

В зависимости от схемы компоновки, нагрузки и конструкции торцовые уплотнения подразделяют на различные группы.

Схема компоновки. Подвижная в осевом направлении часть торцового уплотнения, находящаяся внутри уплотняемой полости, может вращаться (рис. 16, *a*) или быть неподвижной (рис. 16, *б*). При внутреннем расположении неподвижного в осевом направ-

лении контркольца, которое в свою очередь может вращаться или быть неподвижным, уплотняемая полость запирается в направлении падения давления ($p_1 > p_2$).

При наружном расположении контркольца уплотняемая полость запирается невращающейся (рис. 16, *в*) или вращающейся (рис. 16, *г*) подвижной в осевом направлении частью торцового уплотнения. Несмотря на то, что уплотнения с невращающейся подвижной в осевом направлении частью вследствие меньшей силы

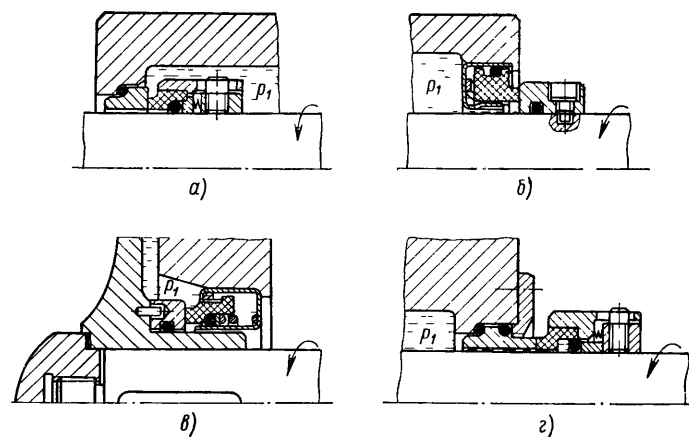


Рис. 16. Возможные схемы компоновки торцовых уплотнений [2*]:

a — внутренняя вращающегося уплотнения; *б* — внутренняя неподвижного уплотнения; *в* — наружная неподвижного уплотнения; *г* — наружная вращающегося уплотнения

инерции и малых потерь на трение при барботаже жидкости (см. раздел 6.3) выгодны прежде всего при высокой частоте вращения или большой вязкости среды, в уплотнении с вращающейся частью условия отвода теплоты более благоприятны.

Кроме того, выбор схемы компоновки уплотнения зависит от перепада температур в радиальном направлении от диаметра D к d , или наоборот, от направления действия центробежной силы, создающей давление, прочности материалов трущейся пары, конструктивных факторов, химической активности жидкости, а также возможности быстрой замены или легкости контроля. Все представленные на рис. 16 варианты схем компоновки уплотнений находят применение.

Существуют также специальные конструкции, у которых подвижная в осевом направлении часть или уплотнительное кольцо являются плавающими (рис. 17). Преимуществом такой схемы компоновки является то, что при любой шероховатости поверхности вала или даже его формы (сечении) обеспечивается герметизация в месте установки уплотнения.

Это уплотнение характеризуется еще лучшим отводом теплоты (см. гл. 9.2). Однако недостатком его может оказаться наличие двух уплотнительных зазоров и эксцентрисичности подвижной в осевом направлении части торцового уплотнения.

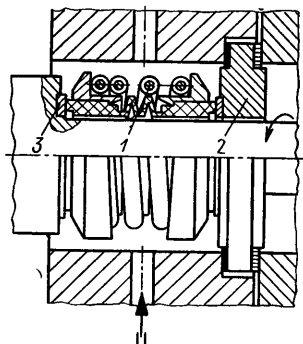


Рис. 17. Плавающее торцовое уплотнение с двумя подвижными в осевом направлении кольцами и двумя контрольными:

1 — торцовое уплотнение из ПТФ; 2 — неподвижное контрольное; 3 — вращающееся контрольное

Нагрузка. Торцовые уплотнения классифицируют также по виду нагрузки. Кроме того, их подразделяют по отношению контактного давления p_k к внутреннему p_1 , а также по коэффициенту нагрузки

$$k = F_H / F. \quad (4)$$

Обычно на практике пренебрегают усилием пружины и проводят классификацию по коэффициенту нагрузки k . Подбором размеров можно спроектировать торцовое уплотнение, для которого значения $k \leq 1$ (рис. 18). Если $k < 1$ (рис. 18, а), то имеется в виду разгруженное торцовое уплотнение, а если $k = 1$ (рис. 18, б) или $k > 1$ (рис. 18, в) — нагруженное торцовое уплотнение.

У большинства нагруженных торцовых уплотнений отношение $k = 1,1 \div 1,2$, так как внутренний диаметр контрольного кольца должен быть всегда больше диаметра вала D_w . Разгруженное уплотнение выполняют с коэффициентом $k = 0,6 \div 0,9$. При уменьшении коэффициента k повышается сопротивляемость термической перегрузке, однако увеличивается и опасность раскрытия стыка

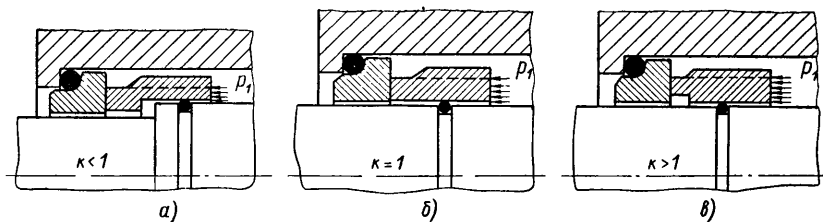


Рис. 18. Торцовые уплотнения с различными коэффициентами нагрузки

уплотнительных поверхностей. Так как в разгруженном торцовом уплотнении, по экономическим соображениям, нежелательно наличие заплечика на валу, то необходимо ввести в конструкцию дополнительный радиальный уплотнительный элемент для разгрузочной втулки, т. е. применить дополнительное уплотнение, перекрывающее путь утечки (рис. 19, а).

На рис. 19 показано разгруженное уплотнение для высокого давления и нагруженное для среднего давления, которые только за счет запрессовки различных уплотнительных колец можно использовать как для валов с различным диаметром, так и при различных коэффициентах нагрузки. Рассмотрим расчет диаметров D и d .

Пример 1. Уплотнение имеет коэффициент нагрузки $k = 0,75$ (рис. 19, а). Пусть диаметр вала $D_w = 6$ см, толщина стенки разгрузочной втулки 0,5 см.

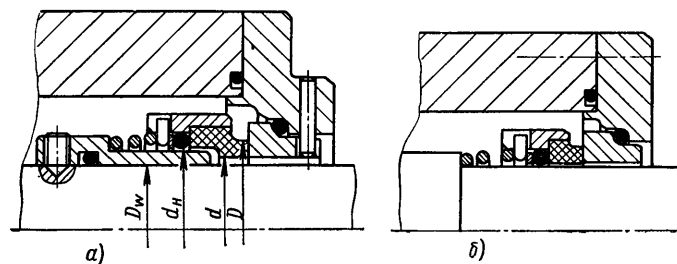


Рис. 19. Торцовые уплотнения с различными коэффициентами нагрузки [2*]:

а — разгруженное уплотнение $k = 0,75$; б — нагруженное уплотнение $k = 1,1$

Из условий прочности ширина контакта уплотнительных колец $b = 0,5$ см

По формуле (4) $k = \frac{F_H}{F} = \frac{D^2 - d_H^2}{D^2 - d^2}$. Так как ширина контакта $b = 0,5$ ($D - d$), то получаем квадратное уравнение

$$D^2 - 4kbD + 4kb^2 - d_H^2 = 0; \quad (5, a)$$

$$D = 2kb \pm \sqrt{(2kb)^2 - 4kb^2 + d_H^2}. \quad (5, b)$$

При заданных величинах с учетом гидравлического диаметра разгружающей втулки $d_H = 7,0$ см получаем наружный диаметр $D = 7,74$ см, а внутренний диаметр $d = 6,74$ см. Часто принимают округленные величины, изменяя незначительно ширину контакта уплотнительных колец, коэффициент нагрузки или диаметр d_H .

Конструкция. Чтобы использовать торцовые уплотнения при высокой нагрузке, а также герметизировать газ или среду с недостаточной смазывающей способностью, через отверстия или канавки на уплотнительной поверхности подают смазывающую, охлаждающую или запирающую жидкость, нагнетаемую специальным насосом под давлением p_3 большим, чем внутреннее давление p_1 . Этот же способ применяют для изменения коэффициента нагрузки k . Такое торцовое уплотнение называется гидростатическим (рис. 20). Регулируя давление p_3 , можно влиять на другие параметры уплотнения, такие как утечка, износ, потери на трение и долговечность.

Если на контактной поверхности уплотнительных колец предусмотрены канавки, которые при вращении способствуют созданию гидродинамических полей давления и смазки, то это уже гидродинамическое торцовое уплотнение (рис. 21). Канавки на уплот-

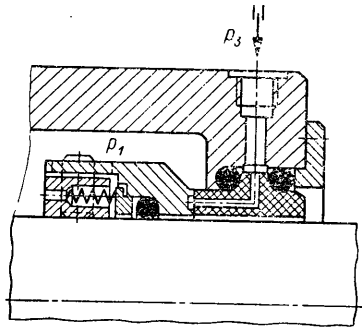


Рис. 20. Гидростатическое торцовое уплотнение

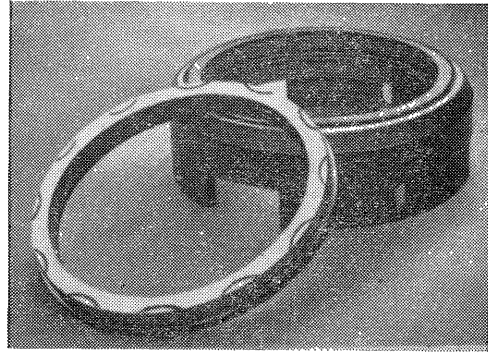


Рис. 21. Гидродинамическое торцовое уплотнение с канавками, расположенными по кругу [2^*] ($D = 25$ см; $p_1 = 80$ кгс/см²; $v_g = 18,5$ м/с; $t = 50 \div 70^\circ$ С; уплотняемая среда — реакторная вода)

нительной поверхности, которые перекрывают только часть контакта уплотнительных колец, могут иметь клиновидную форму. Выбором размеров и подбором материалов можно добиться того, что под действием контролируемых тепловых деформаций произойдет сужение зазора, создающее гидродинамический подпор.

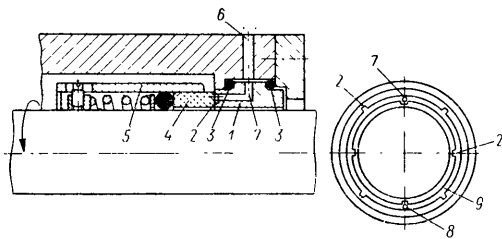


Рис. 22. Гидродинамически-гидростатическое аксиальное торцовое уплотнение:

1 — неподвижное контркольцо; 2 — канавки для гидродинамической смазки; 3 — опорные кольца круглого сечения; 4 — вращающееся уплотнительное кольцо; 5 — аксиальное торцовое уплотнение; 6 — отверстие для смазывающей жидкости; 7 — отверстие для подвода запирающей жидкости; 8 — отверстие для слива запирающей жидкости; 9 — гидростатическая кольцевая канавка

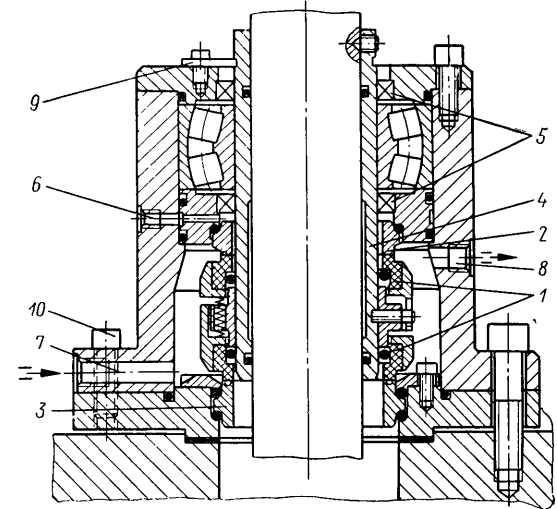
Комбинацию обоих способов представляет гидродинамически-гидростатическое торцовое уплотнение (рис. 22), применяемое для работы в тяжелых условиях. Это уплотнение может гидростатически разгрузиться при регулируемом давлении p_3 запирающей и смазывающей жидкости и работать под нагрузкой при высоком внутреннем давлении p_1 . Канавки в неподвижном контркольце при вращении уплотнения способствуют созданию полей давления и смазки между уплотнительными поверхностями, а кроме

того, охлаждению, поэтому такое уплотнение с минимальными потерями энергии можно использовать при очень высоких нагрузках.

Кроме уже названных типов уплотнений следует остановиться на торцовом уплотнении двойного действия (рис. 23), которое состоит из двух торцовых уплотнений. Его применяют главным

Рис. 23. Уплотнение двойного действия перемешивающего устройства с двухрядным самоустанавливающимся роликовым подшипником, размещенным в отдельной камере:

1 — вращающиеся уплотнительные кольца; 2 — неподвижное контркольцо с одинарной опорой на кольцо круглого сечения; 3 — неподвижное контркольцо с двойной опорой на кольца круглого сечения; 4 — втулка вала; 5 — уплотнение втулки; 6 — дренажное отверстие; 7 — канал подачи запирающей жидкости; 8 — канал слива запирающей жидкости; 9 — монтажная скоба; 10 — монтажный отжимной болт



образом при работе оборудования с газами, сильно загрязненными твердыми частицами жидкостей, химически опасными или высоконагретыми средами. В этой конструкции предусмотрена дополнительная циркуляция смазывающей, охлаждающей и запирающей жидкости. В результате поддерживается требуемое давление p_3 запирающей жидкости, необходимое для смазки уплотнительных поверхностей и отвода теплоты, выделяющейся при трении. Иногда в целях более жесткой установки вала радиальный подшипник располагают между двумя уплотнениями. Однако при этом могут быть использованы только масла, имеющие весьма низкую теплопередающую способность.

В заключение необходимо указать на специальную уплотнительную головку, предназначенную главным образом для уплотнения подогреваемых вращающихся каландров и валков (рис. 24). Водяной пар или на-

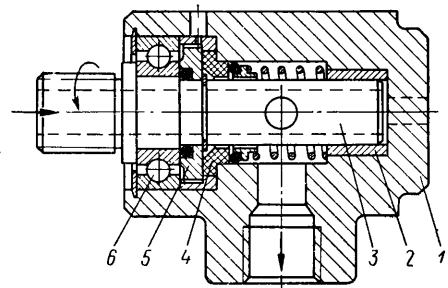


Рис. 24. Уплотнительная головка с шариковым подшипником [4^*]:

1 — корпус уплотнительной головки; 2 — самосмазывающийся подшипник; 3 — полый вал; 4 — неподвижное уплотнительное кольцо; 5 — вращающееся контркольцо; 6 — шариковый подшипник

гретый газ проходит через полый вал, а затем охлажденный возвращается по другому каналу. Так как утечка в этом случае не является критической, то вместо радиального уплотнительного элемента оставляют дросселирующий зазор. Часто вследствие сильной вибрации уплотнительные поверхности делают сферическими.

2.4. Радиальные уплотнительные элементы

Уплотнительный зазор является одним из путей утечки. Утечки могут происходить в зазорах между валом и корпусом уплотнения и между конtringкольцом и корпусом машины. Чтобы обеспечить герметичность в этих местах, используют кольца разного поперечного сечения и изготовленные из различных материалов. На практике чаще всего применяют резиновые упругие материалы, которые позволяют перекрыть увеличенные микронеровности на поверхностях, а кроме того, лучше задерживают инородные частицы. В табл. 2 приведена характеристика важнейших эластомеров.

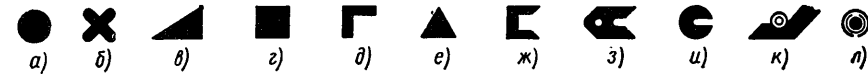


Рис. 25. Резиновые упругие уплотнительные кольца различных сечений:

а — круглого; б — Х-образного; в — клинообразного; г — квадратного; д — L-образного; е — треугольного; ж — И-образная манжета; з — шевронная манжета; и — круглого с прорезью; к — уплотнительная кромка, нагруженная пружиной; л — круглого с двойной оболочкой.

На рис. 25 показаны поперечные сечения колец из наиболее применяемых материалов. Как в торцовом уплотнении, так и в конtringкольце эти уплотнительные кольца часто предназначены для передачи крутящего момента. В торцовом уплотнении кольца круглого сечения, имеющие твердость по Шору (группа А) 60—90°, используют обычно с диаметральным натягом в 5—12%. Однако необходимо избегать острых кромок, поскольку при сборке или в процессе эксплуатации с колец круглого сечения срезается тонкий слой материала.

На рис. 26 приведены полученные в испытаниях Паркером [12*] зависимости допусков кольца круглого сечения от внутреннего давления и твердости по Шору. При высоком давлении для устранения выдавливания колец круглого сечения в зазор между кольцом и валом устанавливают опорные кольца из кожи или политетрафторэтилена (ПТФ).

На рис. 27 показано торцовое уплотнение, в котором путь утечки в осевом направлении перекрыт подпружиненной манжетой. Резиновая манжета имеет высокую подвижность в радиальном

направлении, однако при ее применении увеличиваются и потери на трение.

Из опыта известно, что эластомеры в торцовых уплотнениях являются наиболее слабым звеном. Несмотря на большое число существующих искусственных каучуков, на основе которых можно изготовлять уплотнения для большинства сред, еще встречаются трудности в обеспечении герметичности, например химических и нефтехимических насосов, которыми перекачивают различные

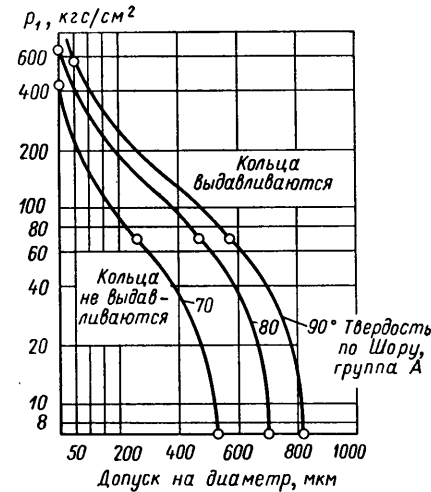


Рис. 26. Влияние внутреннего давления, допусков и твердости по Шору (группа А) на возможность выдавливания колец круглого сечения без учета припуска на расширение зазора в процессе эксплуатации [12*] (100 000 циклов с частотой 150 в минуту при повышении давления от нуля до максимального)

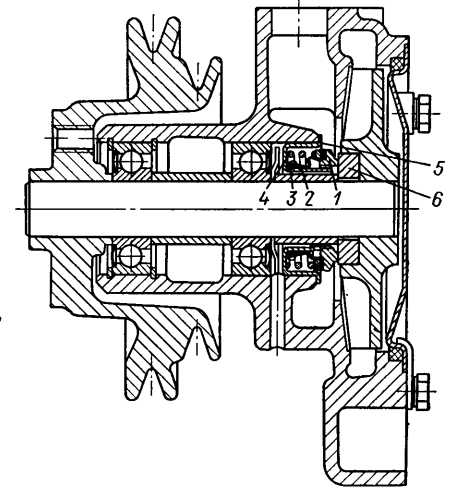


Рис. 27. Торцовое уплотнение с подпружиненной манжетой:

1 — уплотнительное кольцо; 2 — резиновый чехол; 3 — радиальная браслетная пружина; 4 — нажимная пружина; 5 — корпус; 6 — конtringкольцо

среды. В качестве уплотнительного материала в этом случае можно практически использовать только политетрафторэтилен. Достаточно известные затруднения возникают при применении массивных элементов из политетрафторэтилена, особенно при высоких давлениях и периодически повышающихся температурах вследствие высокого коэффициента расширения, низкого коэффициента теплопроводности, жесткости, характерной для рога, и хладотекучести этого материала. Поэтому почти всегда массивные уплотнительные элементы из политетрафторэтилена необходимо упрочнять.

Причиной частых отказов массивных уплотнительных элементов из политетрафторэтилена при периодически изменяющихся эксплуатационных условиях является необычность расширения

Важнейшие эластомеры и их свойства

Полимер	Химическое строение	Диапазон рабочих температур, °C	Прочность, кгс/см ²	Удлинение, %, до	Твердость по Шору, °Sh
Натуральный каучук	Углеводородный каучук (ненасыщенный полимеризат)	-30—+120	50—280	-1000	30—98
Каучук «буна-С»	Смешанный полимеризат бутадиена и стирола	-30—+130	50—240	-700	40—95
Каучук «пербунан-N»	Смешанный полимеризат бутадиена и акрилонитрила	-30—+130	50—240	-700	40—95
Неопрены	Хлорбутадиеновый полимеризат	-40—+140	50—270	-800	40—95
Бутиловый каучук	Смешанный полимеризат изобутиена с бутадиеном или изопреном	-50—+150	40—170	-900	40—90
Гиполоны	Высокополимеризованные оксаноксиксаны	-40—+140	40—200	-60	40—95
Силиконовый каучук	Сульфохлорированный полиэтилен	-100—+200	20—80	-500	40—80
Тиокол	Акрилполисульфид	-40—+80	10—60	-200	65—80
Вирам	Полиакрилат	-30—+120	20—70	-700	70—85
Вулколан	Полиуретан	-30—+80	200—320	-600	70—95
Адипрены	Полиуретан	-40—+120	80—300	-700	70—95
Эластомер «кел-Ф»	Смешанный полимеризат трифторэтилена и несимметрического дифторэтилена	-50—+180	30—120	-700	60—90
Витон	Смешанный полимеризат несимметрического дифторэтилена и гексафторпропилена	-60—+200	80—160	-300	60—95
ПТФ	Политетрафторэтилен	-200—+280	140—310	-200	55D
Этилен-пропиленовый каучук	Этилен-пропилен	-40—+200	50—160	-500	50—95
Фторсиликоновый каучук	Фторсиликоновый каучук	-60—+230	55—85	-400	40—80

Обозначения: х — стойкий; о — ограниченно стойкий; — — нестойкий.

Вода	Пар	Негорючая жидкость на базе сложных эфиров	Минеральные смазки и масла	Растительные и животные консистентные смазки и масла	Озон	Углеводородные вещества			Спирты	Кетоны	Эфиры	Слабые кислоты	Концентрированные кислоты	Слабые щелочи	Концентрированные щелочи	Соляные растворы
						алифатические	ароматические	галогенные								
×	×	—	—	—	—	—	—	—	×	×	—	○	—	×	○	×
×	×	—	—	—	○	—	—	—	×	×	—	×	○	×	×	×
×	○	—	×	×	○	×	○	—	×	—	—	○	—	○	—	×
×	×	—	○	○	×	—	○	—	×	—	○	×	○	×	×	×
×	○	—	—	○	×	—	—	—	×	—	—	×	○	×	×	×
○	—	—	○	×	×	○	—	—	×	○	—	×	○	×	○	○
×	—	×	×	×	×	×	○	○	×	—	×	×	○	×	×	×
○	—	×	×	×	×	×	○	○	○	×	×	—	—	○	—	○
×	—	—	×	×	×	×	—	—	○	—	×	×	—	×	—	×
×	—	—	×	×	×	×	—	—	○	—	×	×	—	×	—	×
×	—	—	×	×	×	×	—	—	○	—	×	×	—	×	—	×
○	○	○	×	×	×	×	×	○	×	—	○	○	—	×	○	×

этого материала (рис. 28). При температуре около 20 °С появляется заметное изменение объема, которое объясняется кристаллическими преобразованиями. Уплотнительные элементы, которые обрабатывали выше или ниже этой температуры, изменяют свои размеры, как только переходят эту зону.

После многолетних испытаний удалось создать кольцо круглого сечения с двойной политетрафторэтиленовой оболочкой и сердечником из упругого материала (см. рис. 25, л), которое при открытой канавке можно заменить обычным кольцом круглого сечения без изменения конструкции.

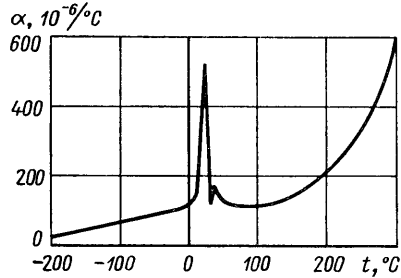


Рис. 28. Коэффициент линейного расширения α политетрафторэтилена в зависимости от температуры t

Кольца круглого сечения с двойной политетрафторэтиленовой оболочкой идеальным образом сочетают в себе химическую стойкость материала оболочки с эластичностью материала сердечника. Кроме того, при этом появилась возможность использовать большие допуски и более грубо обработанную поверхность, чем в случае применения массивных колец круглого сечения из политетрафторэтилена.

В качестве термически высоконагруженного материала сердечника обычно применяют силиконовый каучук, этилен—пропилен или витон, которые позволяют обеспечить работоспособность при температуре 250° С. Шов на наружной оболочке следует располагать так, чтобы он находился на стороне, противополож-

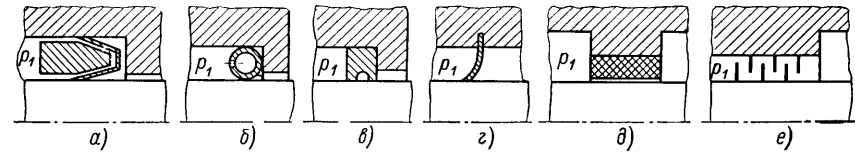


Рис. 29. Металлические или углеродистые уплотнительные элементы:
 а — металлическая манжета; б — полное кольцо; в — поршневое кольцо; г — мембранное кольцо; д — дросселирующий зазор; е — лабиринт

ной направлению давления. Кроме того, для предотвращения выдавливания пленки в зазор, предусматривают опорное кольцо, например из усиленного политетрафторэтилена или итона. Кольца круглого сечения с двойной оболочкой из политетрафторэтилена оказались пригодными для работы при давлении до 100 кгс/см².

На рис. 29 показаны конструкции радиальных уплотнительных элементов, применяемые в том случае, когда рабочая температура высока для эластомерных материалов или когда необходимо обеспечить минимальное сопротивление осевому перемещению, например при дросселирующих зазорах и лабиринтах.

2.5. Конфигурация и способы установки контрколец

Готовое к эксплуатации уплотнение состоит из герметизирующего элемента и неподвижного в осевом направлении контркольца. На рис. 30 представлены две типичные конструкции неподвижного (рис. 30, а) и вращающегося (рис. 30, б) контрколец.

Часто в качестве контрколец используют закаленные торцовые поверхности корпусов шарикоподшипников или обработанные поверхности крыльчаток водяных насосов системы охлаждения автомобилей. Поскольку чистота и плоскостность таких поверхностей, а также износные и фрикционные свойства ма-

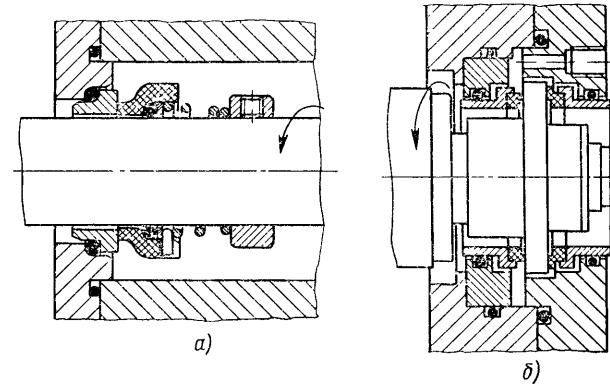


Рис. 30. Установка контрколец:
 а — неподвижного [2*]; б — вращающегося

териалов этих деталей являются недостаточными и их трудно заменить, предусматривают легко заменяемое контркольцо. Прессовые и горячие посадки при установке контрколец делают в особых случаях, например, при высоком и очень высоком давлении, соответствующем III и IV группам (см. табл. 1), в связи с тем, что разборка контрколец затруднена и при этом возможна утрата функциональных свойств уплотнительных поверхностей вследствие больших деформаций. На практике в основном эти кольца устанавливают так, что их легко можно заменить, одновременно уплотняя кольцами из эластомерного материала (рис. 31). При конструировании контрколец следует обратить внимание на механические и термические свойства применяемых материалов, такие как коэффициент теплового линейного расширения, чувствительность к концентраторам напряжений, а также плохую обрабатываемость окислов металлов и карбидов. Чаще всего применяют конструкции, показанные на рис. 31, а, б, ж, причем конструкция, показанная на рис. 31, а, предпочтительнее с точки зрения простоты изготовления и сборки и наименьшей себестоимости.

Кольца круглого сечения, изготовленные из резины, которые должны полностью передавать крутящий момент, устанавливают с диаметральной сжатием не менее 10%. Внутренний диаметр кольца круглого сечения необходимо выбирать меньше диаметра посадочной поверхности, чтобы уменьшить опасность проворачивания, особенно в холодном состоянии при пуске. Эта конструкция оказалась пригодной для работы при давлении до 75 кгс/см². При более высоком давлении предусматривают опорные кольца. Кольца

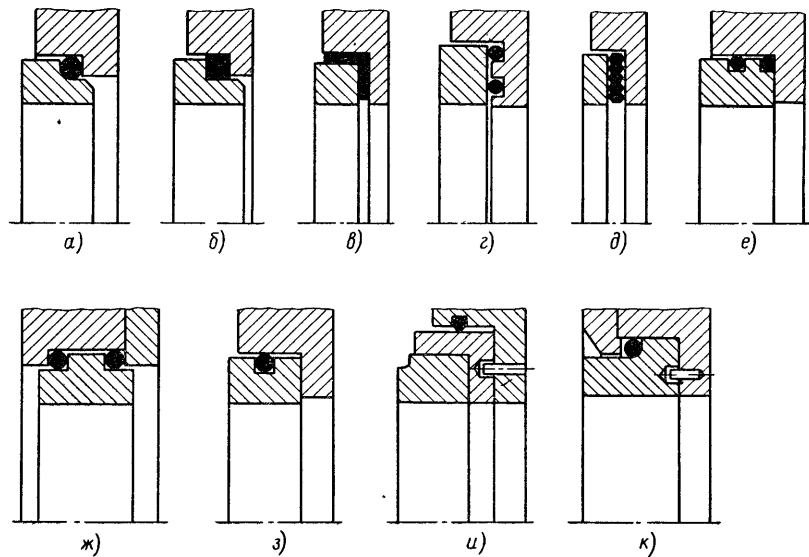


Рис. 31. Конструкции и способы установки контрколец при помощи колец различных сечений:

a — круглого; *б* — прямоугольного; *в* — Г-образного; *г* — круглого (двух, расположенных в одной радиальной плоскости); *д* — фасонного; *е* — круглого (два равного диаметра); *ж* — круглого (два равного диаметра); *з* — круглого (расположенного в канавке контркольца); *и* — круглого (расположенного в канавке корпуса); *к* — круглого (расположенного в открытой канавке)

из круглого сечения из политетрафторэтилена устанавливают с диаметральной сжатием 5%, а также предусматривают дополнительное предохранительное устройство от проворота.

При высоком давлении применяют конструкции, показанные на рис. 31, *в*, *г*, *д*, *з* и *и*. Конструкции, приведенные на рис. 31, *е* и *ж*, имеют то преимущество, что в установке участвует только одно кольцо, в то время как другое выполняет функцию уплотнения. Этим достигается более высокая эксплуатационная надежность. Контркольцо, конфигурация которого видна из рис. 31, *к*, пригоден главным образом для высоконагруженных торцовых уплотнений при умеренных давлениях, так как кольцо круглого сечения не обеспечивает правильности установки, а лишь нагружено внутренним давлением жидкости. Кроме того, в этом уплотнении

при соответствующей обработке опорных поверхностей очень малы механические деформации контркольца и улучшен отвод теплоты.

Иногда изготовители уплотнений [316] поставляют конструкции с обеими притертыми торцовыми поверхностями (рис. 31, *ж* и *з*). Однако преимущество удешевления запасных частей при упрощении реализуется очень редко, так как в процессе эксплуатации торцовая уплотнительная поверхность, не находящаяся в контакте, загрязняется отложениями от уплотнительных колец и контрколец.

Преимущество резиновых элементов, кроме того, состоит в том, что легко обеспечивается плоскопараллельная установка уплотнительных поверхностей и при этом очень хорошо поглощается появляющаяся вибрация. Допуски на размеры отверстий в корпусе уплотнения, контркольца и корпусе машины, охватывающих вал, нужно выбирать возможно большими, но в допустимых пределах.

2.6. Прессовые и горячие посадки

Часто уплотнительное кольцо и контркольцо устанавливают посредством прессовой или горячей посадки. Кроме того, применяют комбинацию горячей и прессовой посадок, а также сочетают ее с клеящими и уплотняющими средствами, такими как эпоксидная смола. Если кольцо из неподвергнутой отверждению пластмассы на основе фенолпреозоловой смолы запрессовывают в латунный корпус, то это приводит к разрушению вследствие коррозии, проходящей под напряжением. Основная проблема при установке колец посредством прессовой и горячей посадок заключается в том, чтобы не подвергать материал напряжению, превышающему допустимую величину, и обеспечить надежность его эксплуатации. У вязких материалов в основу для расчета берут предел текучести, у хрупких — временное сопротивление разрыву.

На рис. 32, где кольцо 1 — внешнее, а 2 — внутреннее, показаны следующие напряжения на натяге $\delta = D - d_1$: напряжения растяжения в кольце 1

$$\sigma_1 = \frac{\delta E_1}{\left(1 + \frac{e_1 E_1 D}{e_2 E_2 d_1}\right) d_1} \approx \frac{\delta E_1}{d_1 \left(1 + \frac{e_1 E_1}{e_2 E_2}\right)} \quad (6)$$

и напряжения сжатия в кольце 2

$$\sigma_2 = \frac{\delta E_2}{\left(1 + \frac{e_2 E_2 d_1}{e_1 E_1 D}\right) D} \approx \frac{\delta E_2}{D \left(1 + \frac{e_2 E_2}{e_1 E_1}\right)} \quad (7)$$

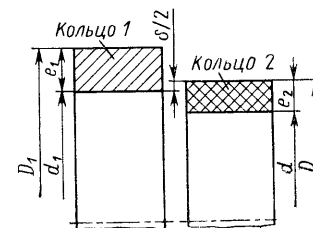


Рис. 32. Расчетная схема прессовой и горячей посадок

Для того чтобы устранить возможность утечки в этом соединении и исключить возможность проворачивания кольца при передаче крутящего момента, чистота поверхностей и натяг должны быть более высокими. Необходимо обращать внимание на то, чтобы при установке с прессовой или горячей посадкой внутренний диаметр d_1 не уменьшался до такой степени, при которой уплотнение блокируется. Длину запрессованной поверхности рассчитывают по величине передаваемого крутящего момента и выбирают в пределах 5—20 мм.

Кроме того, необходимо учитывать надежность прессовой и горячей посадок при высоких температурах. Опасность выхода из строя возникает прежде всего при перегреве или охлаждении машины, при пуске после остановки. Во время работы при трении торцовых поверхностей внутреннее кольцо почти всегда нагревается больше наружного, поэтому температурная надежность соединения повышается. В случае применения горячей или прессовой посадки размеры должны быть выбраны такими, чтобы при наибольшем приращении температуры ΔT_1 , возникающем в нерабочем состоянии, остаточный натяг в зависимости от диаметра и передаваемого крутящего момента был не менее 25—50 мкм. Специальные вопросы при определении конструкции углеметаллических колец и выбор отношений между диаметрами колец более подробно рассмотрены в работе Юнга [139].

Пример 2. Необходимо изготовить торцовое уплотнение, у которого графитовое кольцо ($E_2 = 100\,000$ кгс/см², $\sigma_D = 1400$ кгс/см²) должно быть запрессовано в обойму из нержавеющей стали ($E_1 = 2\,000\,000$ кгс/см², $\sigma_{0,2} = 2000$ кгс/см²). Размеры колец приведены на рис. 32:

Кольцо 1		Кольцо 2	
$D_1 = 9,0$ см		$D = 8,23$ см	
$d_1 = 8,2$ см		$d = 7,0$ см	
$e_1 = 0,4$ см		$e_2 = 0,6$ см	

Рассчитанное по формуле (6) напряжение растяжения в металлическом кольце $\sigma_1 = 510$ кгс/см², рассчитанное по формуле (7) напряжение сжатия в графитовом кольце $\sigma_2 = 340$ кгс/см². Оба напряжения имеют достаточный запас по допустимым величинам.

Пример 3. Уплотнительное кольцо из карбида вольфрама (рис. 33) должно быть запрессовано в обойму из нержавеющей стали. Предусмотрен натяг $\delta =$

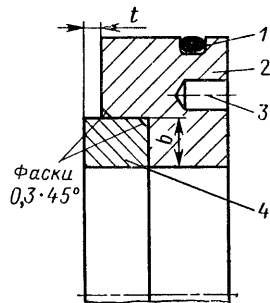


Рис. 33. Соединение контр-кольца с обоймой горячей посадкой:

1 — кольцо круглого сечения; 2 — разгруженное опорное кольцо; 3 — отверстие для фиксации от проворота; 4 — кольцо из твердого сплава

≈ 300 мкм. Пусть посадочный диаметр $D_p = 15$ см, коэффициенты линейного расширения $\alpha_1 = 17,0 \cdot 10^{-6}$, а $\alpha_2 = 5,6 \cdot 10^{-6}$ см/(см²·°C). Необходимо определить разность температур, при которой можно надежно запрессовать кольца:

$$\Delta T_1 = \frac{\delta}{D_p (\alpha_1 - \alpha_2)} = 175 \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (8)$$

Необходимую деформацию можно получить, если, например, кольцо из твердого сплава охладить в сухом льду, а обойму нагреть. При запрессовке колец по горячей посадке на кольцах протачивают фаски (рис. 33). Для колец из хрупкого материала с высоким модулем упругости величина t не должна превышать следующих величин, зависящих от диаметра:

d , см	...	<3	<6	<12	>12
t , мм	...	0,7	1,2	1,5	2

В противном случае существует опасность разрушения запрессованного кольца под действием напряжений сжатия, возникающих со стороны обоймы. Глубина запрессовки в обойму должна быть примерно равна толщине запрессованного кольца b .

2.7. Расчет толщины стенок

Торцовые уплотнения, работающие при высоком давлении, должны иметь необходимую эксплуатационную надежность, гарантирующую от внезапного выхода их из строя из-за разрушения.

В первом приближении для расчета на прочность кольцевые детали торцового уплотнения можно принять как толстостенные полые цилиндры с незакрепленными торцами, нагруженные внутренним или наружным давлением. [Согласно схеме, показанной на рис. 34, получена формула для расчета максимального напряжения (по Ламе)

$$\sigma_t = \frac{p_i (r_a^2 + r_i^2) - 2p_a r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (9)$$

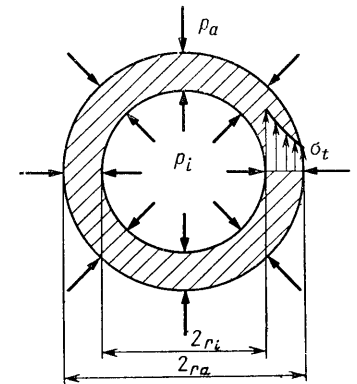


Рис. 34. Эпюра напряжений в толстостенном уплотнительном кольце при действии внутреннего и наружного давлений

и приведены решения, полученные Роарком [237].

Для случая, когда наружное давление $p_a = 0$, получены: максимальное напряжение растяжения на внутренней стороне стенки

$$\sigma_z = p_i \frac{r_a^2 + r_i^2}{r_a^2 - r_i^2}, \quad (10)$$

увеличение внутреннего радиуса под действием внутреннего давления p_i

$$\Delta r_i = p_i \frac{r_i}{E} \left(\frac{r_a^2 + r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} + \nu \right), \quad (11)$$

увеличение наружного радиуса

$$\Delta r_a = p_i \frac{r_a}{E} \left(\frac{2r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \right). \quad (12)$$

Для случая, когда действует только наружное давление: максимальное напряжение сжатия на внутренней стороне стенки

$$\sigma_D = - \frac{2p_a}{1 - (r_i/r_a)^2}, \quad (13)$$

уменьшение внутреннего радиуса

$$\Delta r_i = - \frac{p_a r_i}{E} \left(\frac{2r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \right), \quad (14)$$

уменьшение наружного радиуса

$$\Delta r_a = - \frac{p_a r_a}{E} \left(\frac{r_a^2 + r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} - \nu \right). \quad (15)$$

Если в основу расчета уплотнительных колец с постоянным поперечным сечением положить приведенные формулы, с учетом коэффициентов запаса, то результаты расчета оказываются достаточно надежными. При увеличении коэффициентов в целях предотвращения разрушения хрупких и течения вязких материалов необходимо также учитывать повышенные температуры, гидравлические удары, вибрацию и т. д. Поверхность должна быть доведена до зеркальной. Необходимо избегать острых кромок, а также резких переходов поперечных сечений колец. Это прежде всего относится к кольцам из пластмасс и углеродамики, так как у этих материалов предел прочности обычно существенно ниже, чем у металлов, и изготовленные из них детали являются наиболее слабыми звеньями торцового уплотнения. Кроме того, необходимо, чтобы эти материалы выдерживали нагрузку от сжатия в несколько раз большую, чем от растяжения.

Как правило, кольцевые детали торцового уплотнения имеют переменное поперечное сечение. Часто они выполняют функцию дополнительного усиления, которая может быть повышена образованием пластичного сочленения. Согласно исследованиям Арнольда [12] в углях и графитах часто возникают пластические деформации, примерно равные 0,02%.

Для колец из угля, графита и стеклопластика с хорошо обработанными поверхностями, у которых переход от одного поперечного сечения к другому выполняют с достаточно большим радиусом закругления и отношением высоты износа к критической толщине стенки в уплотняющей части кольца $a/b < 1$, оказались пригодными следующие соотношения. Согласно соотношениям (рис. 35) в кольцевых деталях 1 и 2 возникают различные напряжения, среднее из которых находят по формуле

$$\sigma_m = 0,5(\sigma_1 + \sigma_2). \quad (16)$$

Из формул (10) и (16) с учетом коэффициента запаса получаем допускаемое внутреннее давление

$$p_i = \frac{2\sigma_Z}{S_B \left(\frac{r_{a1}^2 + r_i^2}{r_{a1}^2 - r_i^2} + \frac{r_{a2}^2 + r_i^2}{r_{a2}^2 - r_i^2} \right)}, \quad (17)$$

а из формул (13) и (16) допускаемое внешнее давление

$$p_a = \frac{\sigma_D}{S_B \left(\frac{1}{1 - (r_i/r_{a1})^2} + \frac{1}{1 - (r_i/r_{a2})^2} \right)}. \quad (18)$$

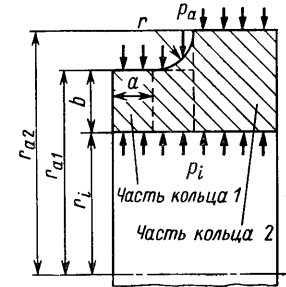


Рис. 35. Уплотнительное кольцо с переменным поперечным сечением

В установках с сильными колебаниями и вибрацией или с пульсирующим давлением необходимо учитывать усталостную прочность применяемого материала, т. е. положить в основу расчета известные напряжения растяжения и сжатия и выбрать коэффициент запаса прочности $S_B = 3 \div 4$.

На примере двух стендовых испытаний пояснены формулы (17) и (18), а также относящиеся к ним параметры колец, такие как шероховатость поверхности, закругление радиусов и отношение $a/b < 1$.

Пример 4. Два идентичных уплотнительных кольца из электрографита без металлического каркаса ($\sigma_Z = 145$ кгс/см², $a/b = 1,23$) отличаются только тем, что у кольца, показанного на рис. 36, а, есть резкий переход поперечного сечения в точке G, а кольцо на рис. 36, б имеет радиус закругления $r = 2,5$ мм. Оба кольца в неподвижном состоянии были испытаны внутренним давлением, причем кольцо 1 разрушилось при $p_i = 16$ кгс/см², а кольцо 2 при $p_i = 28$ кгс/см². Если принять запас прочности по разрыву $S_B = 1$, то внутреннее давление, соответствующее выходу из строя кольца и вычисленное по формуле (17), $p_i = 20,7$ кгс/см². Несмотря на большое число $a/b = 1,23$, запас прочности $S_B = 1,35$ для кольца 2, в то время как для кольца 1 вследствие концентрации напряжений в точке G величина $S_B = 0,78$.

Пример 5. Для торцового уплотнения нужно спроектировать уплотнительное кольцо, работающее при давлении $p_a = 200$ кгс/см². По химической стойкости может быть применен уголь, пропитанный фенольной смолой. Его предел прочности на сжатие $\sigma_D = 2500$ кгс/см². От угольного кольца крутящий момент передается металлической обойме, напрессованной на него горячей посадкой и проклеенной по месту соединения. За основу был принят показатель сечения $a/b = 0,35$.

На рис. 37 показаны две опытные конструкции этих колец, причем кольцо 3 отличается от кольца 4 лишь формой сечения в точке G. При испытаниях кольцо 3 разрушилось при $p_a = 140 \text{ кгс/см}^2$ (рис. 37, а), линия излома проходит примерно под углом 45° , в то время как кольцо 4 (рис. 37, б) выдержало испытания при давлении $p_a = 300 \text{ кгс/см}^2$. Согласно формуле (18) для колец, выполненных по размерам, данным на рис. 37, с учетом коэффициента запаса $S_B = 1$, критическое внешнее давление $p_a = 332 \text{ кгс/см}^2$. Таким образом, при требуемом рабочем давлении $p_a = 200 \text{ кгс/см}^2$ коэффициент запаса $S_B = 1,5$ для кольца 4 и $S_B = 0,7$ для кольца 3.

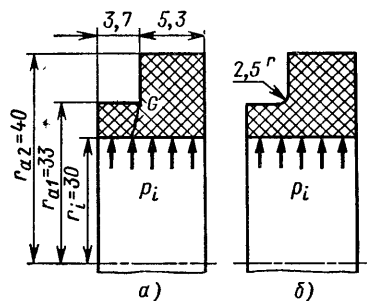


Рис. 36. Влияние формы перехода поперечного сечения графитового кольца, находящегося под действием внутреннего давления, на его прочность:

а — опытное кольцо 1; б — опытное кольцо 2

Несмотря на тяжелые условия испытаний, в примере 4 кольцо имеет высокое отношение $a/b = 1,23$, а в примере 5 в кольце возникают дополнительные напряжения от горячей посадки, результаты в достаточной мере согласуются с расчетами по формулам (17) и (18). Кроме того, очевидно, что нужно избегать резких переходов в поперечном сечении вследствие повышения концентрации напряжений в этих местах и опасности разрушения хрупких материалов.

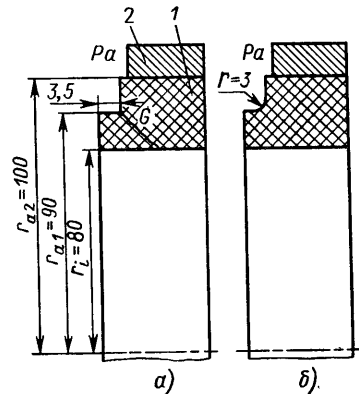


Рис. 37. Влияние формы перехода поперечного сечения угольного кольца, находящегося под действием наружного давления, на его прочность:

а — опытное кольцо 3; б — опытное кольцо 4; 1 — угольное кольцо; 2 — обойма

3. Стенды для испытаний уплотнений

Для определения влияния различных параметров уплотнения на его работу используют специальные испытательные стенды. Простейшей конструкцией могла бы быть машина с установленным в ней работающим уплотнением, однако в этом случае о нем можно судить лишь по немногим показателям, таким как утечка, а также износ при длительном испытании. Обычно применяемые специальные испытательные стенды позволяют определить утечку, износ, фрикционные потери, поля температур при различных нагрузках, схемы и типы конструкции уплотнения для различных пар материалов, скоростей скольжения, давление среды и температуру. Во многих случаях испытания торцовых уплотнений ограничиваются только измерением износа и констатацией герметичности или негерметичности уплотнения. Для таких исследований рекомендуется проектировать простые стенды для испытаний на износ.

3.1. Стенд для испытаний на износ

Простые стенды для измерения износа и утечки описаны многими авторами [64, 88, 177, 227, 248, 279]. Пакстон и Шоберт [227] для исследования изнашивающихся деталей использовали вертикально-сверлильные станки. Другие исследователи предлагают использовать главным образом испытательные стенды, в которых для компенсации осевых усилий установлены два уплотнения. Несколько таких стендов для испытаний на износ можно соединять последовательно или приводить в движение отдельным двигателем. При такой упрощенной программе испытаний необходимо следить за возможностью быстрой и простой замены уплотнения и контролецов.

3.2. Торсионный испытательный стенд

Для повышения точности измерения, т. е. исключения погрешностей, связанных с установкой двух уплотнений и усреднением их показателей, можно использовать стенд только для одного

уплотнения. Однако трудно уравновесить большие осевые усилия, не вызывая при этом дополнительных потерь на трение в опорах или трубопроводах для циркуляции жидкости, которые сложно определить. На рис. 38 показан торсионный испытательный стенд, предложенный Майером [177, 180]. Этот стенд приводится двухскоростным электродвигателем мощностью 3,3/4 кВт с частотой вращения $n = 1500/3000$ об/мин через трехступенчатую клиноременную передачу, при этом частота вращения шпинделя может изменяться от 1500 до 5000 об/мин.

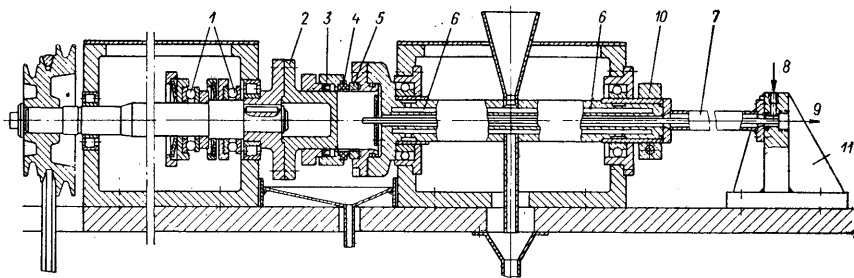


Рис. 38. Стенд с измерительным торсионом [177]:

1 — упорный подшипник; 2 — сменный фланец; 3 — торцовое уплотнение; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — контрольное; 6 — система охлаждения подшипников; 7 — сменный торсионный стержень; 8 — подвод жидкости; 9 — отвод жидкости; 10 — устройство для крепления приспособления и измерения крутящего момента; 11 — контропора

Для торцовых уплотнений различных размеров предусмотрен расположенный снаружи сменный фланец 2. Вал установлен так, что радиальные силы воспринимают роликоподшипники, а большие осевые — равнонагруженные упорные шарикоподшипники 1. Момент трения измеряют сменным торсионным стержнем 7, который одновременно используют для подвода и отвода жидкости. Осевые усилия через торсионный стержень передаются опоре 11, на которой смонтированы штуцеры гибких трубопроводов манометра и насосного стенда. Угол закручивания торсионного стержня передается вибропоглощающему рычагу с плечом длиной 250 мм. Через этот рычаг, который имеет тарировочное устройство и расходомер Вентури, угол закручивания преобразуется, и определить его можно по столбу жидкости длиной 500 мм. После соответствующей тарировки крутящий момент или коэффициент трения могут быть прямо считаны со шкалы.

На измерительной части стенда подшипники работают при постоянной температуре, поддерживаемой системой охлаждения 6. Это исключает потери на трение, возникающие в подшипниках при нагреве уплотняемой среды. Утечку собирают в измерительный цилиндр. Эта конструкция стенда позволяет достичь очень высокой точности измерения, однако необходимо считаться с недостаточной долговечностью работы упорных подшипников при высоких скоростях скольжения и средних давлениях.

3.3. Стенд для испытаний при сверхвысоком давлении

Проводить испытания уплотнений при давлении свыше 50 кгс/см² следует на достаточно безопасном стенде. Кроме того, нужно учесть возможность простой и быстрой замены уплотнений. Конструкция испытательного стенда фирмы «Феодор Бургман» [2*] для давления до 200 кгс/см², отвечающая этим требованиям, показана на рис. 39. Доступ к торцовым уплотнениям обеспечи-

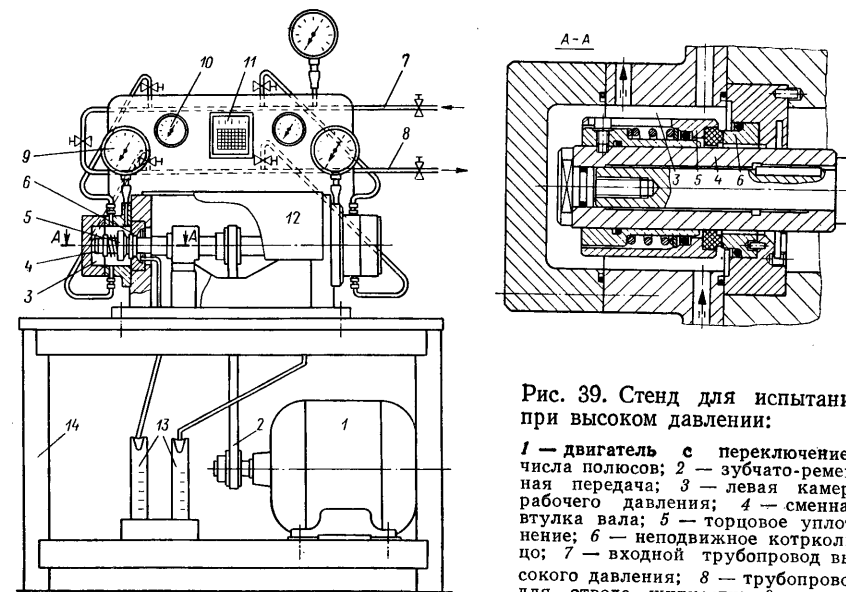


Рис. 39. Стенд для испытаний при высоком давлении:

1 — двигатель с переключением числа полюсов; 2 — зубчато-ременная передача; 3 — левая камера рабочего давления; 4 — сменная втулка вала; 5 — торцовое уплотнение; 6 — неподвижное котриольцо; 7 — входной трубопровод высокого давления; 8 — трубопровод для отвода жидкости; 9 — манометр для измерения давления; 10 — дистанционный термометр с указателем максимума; 11 — самопишущий ваттметр; 12 — плексигласовый защитный кожух; 13 — приемник для измерения утечки; 14 — станина

10 — дистанционный термометр с указателем максимума; 11 — самопишущий ваттметр; 12 — плексигласовый защитный кожух; 13 — приемник для измерения утечки; 14 — станина

вается после снятия крышки корпуса. Рабочие полости для каждого уплотнения разобщены и изготовлены из нержавеющей материала.

Привод стенда осуществляется от двигателя с переключающим числом полюсов мощностью 7,5/10 л. с., с частотой вращения 1500/3000 об/мин через зубчато-ременную передачу, исключаящую пробуксовку ремня. Валы разных диаметров можно устанавливать для различных уплотнений несложной заменой втулки. Частоту вращения шпинделя можно изменять заменой зубчатого шкива. Для рассматриваемого диапазона крутящих моментов применен достаточно надежный метод электрического измерения момента трения при помощи тарированного двигателя и самопишущего ваттметра. Температуру регистрируют с помощью многоточечного самописца. Дополнительная насосная станция, состоящая из поршневого насоса высокого давления производительностью 15 л/мин, аккумулятора, заправочной емкости и теплообменника на рис. 39 не показана.

3.4. Стенд для испытаний уплотнений перемешивающих устройств

В уплотнениях перемешивающих устройств диаметр вала может составлять 5—45 см. Масса уплотнений для этих валов превышает иногда 1000 кг (см. гл. 9.1). В перемешивающих устройствах может быть глубокий вакуум, а также давление, достигающее 250 кгс/см². Большинство деталей уплотнений перемешивающих устройств, особенно большого диаметра, работают при средних давлениях и скоростях скольжения до 10 м/с. В настоящее время уплотнения достигли столь высокой надежности (см. гл. 5.7 и 9.1), что стендовые испытания можно не проводить. Однако при диаметре вала до 10 см, а в отдельных случаях до 15 см могут иметь место очень высокие давления (до 250 кгс/см²) и частота вращения (до нескольких тысяч об/мин).

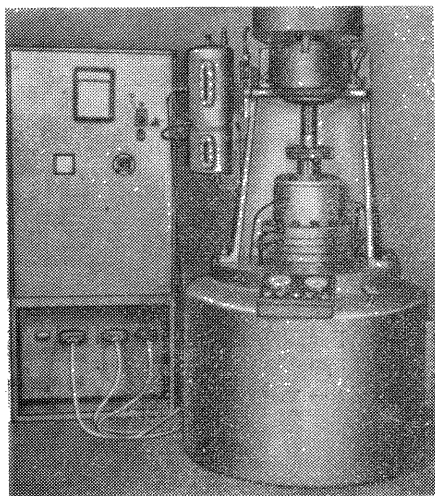


Рис. 40. Стенд для испытаний уплотнений перемешивающих устройств при давлении до 150 кгс/см² [2*]

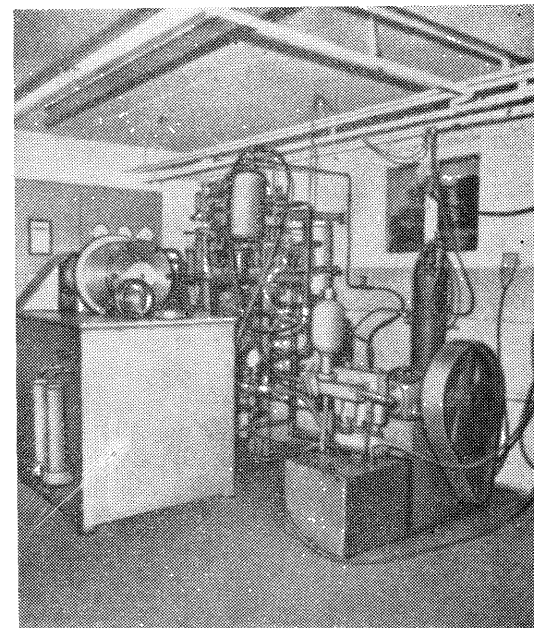
Модифицированный привод выпускает завод «Пфаудлер». Металлические валы, можно испытывать уплотнения диаметром $D_w = 5 \div 15$ см при давлении до 150 кгс/см². Мощность привода регистрируется электрическим самопишущим ваттметром в соответствии с тарифовкой установки. Давление запирающей среды для торцовых уплотнений двойного действия в зависимости от вида рабочей жидкости создается поршневым или шестеренчатым насосом. В особых случаях принудительная циркуляция осуществляется посредством перекачивающих устройств, встроенных в уплотнение; на рис. 40 можно видеть необходимую для этого запорную емкость с ручным подпиточным насосом.

3.5. Стенд для испытаний уплотнений при высоких скоростях скольжения

Аксиальные торцовые уплотнения находят применение в высокоскоростных компрессорах и турбинах, например в самолетных. Стендовые испытания уплотнений, которые обычно работают при

Рис. 41. Высокоскоростной стенд для уплотнений в комплексе с насосным устройством [2*]:

$n_{\max} = 7000$ об/мин;
 $v_{g \max} = 73$ м/с; $N_{\max} =$
 $= 84$ кВт; $D_{\omega \max} = 230$ мм;
 $p_{1 \max} = 50$ кгс/см²; $t_{\max} =$
 $= 100^\circ$ С



давлению до 15 кгс/см² на весьма высоких скоростях скольжения и с жидкостным охлаждением, оказываются очень дорогими. Ташенберг [279] приводит описание высокоскоростного стенда фирмы «Копперс» [8*].

На стенде установлен приводной двигатель мощностью 50 л. с. с частотой вращения на выходе $n = 3000 \div 11\,000$ об/мин. Частота вращения шпинделя при соответствующем передаточном отношении коробки скоростей и плоскоремненной передачи может достигать 21 000 об/мин. Долговечность ремня при $v_g = 150$ м/с составляет 100 ч. Как правило, шпиндель имеет диаметр $D_w = 15$ см, однако его можно увеличить до $D_w = 25$ см. Дополнительно устанавливаемый воздушный компрессор создает давление $p_1 = 17,5$ кгс/см² при производительности 1400 л/мин, а электрический воздухоподогреватель мощностью 30 кВт, производительностью 140 л/мин нагревает воздух до 550° С при давлении 14 кгс/см². Масляный насос стенда производительностью 19 л/мин обеспечивает циркуляцию масла, нагретого от 20 до 230° С под давлением 5,3 кгс/см².

На этом стенде можно проводить испытания при давлении газа 0—15 кгс/см² в диапазоне температур 20—600° С, скоростях скольжения до 150 м/с и при различных расходах и температурах охлаждающего масла. Подробно высокоскоростные стенды описаны Баткисом [327], Бланхотом [334], Центемери [337] и Майером [393].

На показанном на рис. 41 специальном испытательном стенде при скоростях скольжения до 73 м/с можно проводить испытания

торцовых уплотнений с их насосными устройствами, а также теплообменниками и магнитными фильтрами, входящими в состав охлаждающего циркуляционного контура. Давление, расход и температура регистрируются приборами. Ввиду больших потерь на завихрения уплотняемой жидкости, возникающие при высоких скоростях скольжения, необходимо предусматривать достаточную мощность привода и емкость теплообменника. Более подробно с этим можно познакомиться в разделе 9.7.1.

Вследствие высокого шума, создаваемого высокоскоростными стендами при работе, их необходимо устанавливать в звукоизолируемом помещении.

4. Утечки

Герметичность торцовых уплотнений может нарушаться по различным причинам. Обычно утечка среды происходит через радиальный уплотнительный зазор, образуемый обеими уплотнительными поверхностями. Однако поврежденные радиальные уплотнительные элементы, как например, поврежденное кольцо круглого сечения, манжета, получившая усадку, а также большая шероховатость на их рабочих поверхностях способствуют дополнительным утечкам. То же самое можно отметить при дефектных прессовых или горячих посадках, а также у пористых материалов уплотнительных колец других деталей уплотнения. Иные возможные пути возникновения негерметичности будут изложены в гл. 4.10. Прежде всего необходимо рассмотреть наиболее вероятные утечки через уплотнительный зазор между торцовыми поверхностями уплотнительных колец.

4.1. Предшествующие исследования

В 1949 г. Хайнце [111] изучал давления и утечки в зазоре. Как и в более поздних исследованиях [30, 41, 248, 258, 310], он базировался в своих расчетах на допущении о том, что в торцовом уплотнении имеют место процессы гидродинамики, а утечка может определяться по известному для ламинарного течения через радиальный зазор уравнению

$$Q = \frac{\pi d_m h_0^3 (p_1 - p_2)}{12\eta b}. \quad (19)$$

Воон и его соавторы [32] рассчитывали утечку через плоскопараллельный зазор по формуле (19), а расход мощности N_R — по формуле Ньютона

$$N_R = F\eta v_g^2 / h_0. \quad (20)$$

В результате было сделано заключение о том, что у торцовых уплотнений под действием таких условий работы потери на трение при работе в масле в 100 раз больше, чем при работе в воде, если соотношение вязкости воды и масла составляет 1:100. Было также показано, что на опыте возможно отклонение от теоретических расчетов, поскольку высота жидкости в зазоре редко бывает постоянной, и вследствие разности температуры колец фактическая форма зазора сильно отличается от параллельной.

В исследованиях Скобеля [258] формулы (19) и (20) были приняты исключительно для обоснования расчета, хотя испытания торцовых уплотнений однозначно установили явление интенсивного износа с частичным схватыванием у 7—9 пар материалов, которые исследовали по I и II группам нагрузки (см. табл. 1). Измеренные при этом коэффициенты трения $f = 0,1 \div 0,6$. Трутновски [287] ставит торцовые уплотнения на ступень ниже контактных, поскольку у них отсутствует критерий уплотнительного зазора с заранее определенными размерами, хотя при иных условиях работы фактически контакта может и не быть.

В обширных исследованиях Майер [177, 190, 191] показал, что формула (19) не может быть применена для расчета утечки, так как торцовые уплотнения преимущественно работают при смешанном и граничном трении и только в исключительных случаях — в гидродинамическом режиме. Беахам [21] предложил принимать нормированные сравнительные показатели для торцовых уплотнений, поскольку, например, в английских военновоздушных силах для валов малых диаметров считают допустимой утечку $Q = 0,17 \text{ см}^3/\text{мин}$, в то время как в американских военноморских силах допустимое $Q = 0,0042 \text{ см}^3/\text{мин}$. В американской литературе [99], [310] иногда используют выражение «нулевая утечка». Однако при этом необходимо иметь в виду, что подобный термин вводит в заблуждение, так как означает утечку до $10 \text{ см}^3/\text{ч}$, хотя капли не образуются.

4.2. Технический уплотнительный зазор

Обычно торцовые уплотнения применяют с плоскими притертыми торцовыми поверхностями и только в особых случаях, например в уплотнительных головках, используют сферические уплотнительные поверхности. Однако исходные поверхности могут деформироваться под действием сил, при нагреве и износе. Преимуществом плоских поверхностей является возможность их обработки и контроля простыми средствами. В дальнейшем в качестве исходного зазора будем рассматривать только плоскопараллельный зазор.

Многолетний опыт эксплуатации торцовых уплотнений показал, что качество поверхностей, образующих уплотнительный зазор, обеспечивается выполнением определенных требований к шероховатости и неплоскостности этих поверхностей. В настоящее

время для уплотнений необходимо изготавливать полированные поверхности с $R_a = 0,015 \div 0,5 \text{ мкм}$ и неплоскостностью в 2—3 световых полосы. Средняя арифметическая высота шероховатости R_a (в мкм), полученная алмазным шлифованием или специальной полировкой, для каждого материала различная.

Карбид вольфрама	0,015—0,03
Металлические материалы	0,2—0,3
Твердый уголь	0,3—0,4
Керамика	0,35—0,5

Часто для измерения неплоскостности применяют интерференционный измерительный прибор с монохроматическим гелиевым освещением (1 световая полоса гелия = $1/2$ длины волны = $0,29 \text{ мкм}$). Рекомендации о применении допустимого числа све-

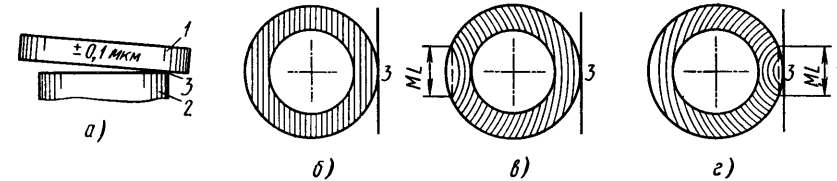


Рис. 42. Типичные примеры расположения световых полос при монохроматическом освещении:

a — исходное положение при измерении; *b* — параллельные световые полосы означают, что неплоскостность находится в пределах допуска на стеклянную пластину; *c* — уплотнительное кольцо имеет одну вогнутую световую полосу на длине базы ML ; *d* — уплотнительное кольцо имеет две выпуклые световые полосы на длине базы ML ; *1* — плоскопараллельная стеклянная пластина; *2* — уплотнительное кольцо; *3* — контакт поверхностей

товых полос часто распространяются на кольца с различными диаметрами. Это не совсем точно. Неплоскостность уплотнительных колец должны определять по числу световых полос от измерительной базы, причем одновременно необходимо учитывать также отклонение применяемых плоских стеклянных пластин. Применяемые в технике стандартные плоские стеклянные пластины диаметром до 200 мм имеют, как правило, отклонение от идеальной плоскости $\pm 0,1 \text{ мкм}$.

На рис. 42 показано несколько типичных примеров расположения световых полос при контроле торцовых поверхностей уплотнительных колец. Как только торцовое уплотнение с плоскими притертыми уплотнительными поверхностями начинает работать, форма уплотнительного зазора мгновенно изменяется из-за деформации колец, обусловленной силовым замыканием, например через входящие в них стопорные штифты или концевые захваты пружины, а также действием осевых и радиальных сил и перепада температур.

При короблении колец форма зазора может быть выпуклой, вогнутой или клинообразной с контактом по внутреннему d или наружному D диаметрам. Если режим работы уплотнения остается постоянным, т. е. не изменяются параметры p_i , v_g , t и т. д.,

то при условии применения соответствующей пары материалов и поддержания нужного контактного давления в течение достаточного времени, уплотнительный зазор в процессе износа будет восстанавливаться до плоскопараллельного. Необходимая продолжительность приработки зависит прежде всего от величины коробления, контактного давления и износостойкости пары материалов и может длиться для торцового уплотнения от нескольких минут до нескольких месяцев.

Это, между прочим, объясняет, почему в период приработки необходимо работать на режимах, обеспечивающих более высокий износ, чем на обычных эксплуатационных режимах. Однако если в процессе пуска уплотнение получает серьезное повреждение, например возникают трещины от термических напряжений, срез, выплавление металла из металлизированного угля (при превышении температурной границы для данного материала или для уплотнительной поверхности), то уплотнение становится неработоспособным. Коробления возникают в торцовом уплотнении прежде всего при периодическом изменении режимов работы, это исключительно усложняет точный расчет утечек. Таким образом, на изменение формы уплотнительного зазора оказывают влияние четыре главных параметра: осевые и радиальные силы и перепады температур по этим же направлениям.

4.3. Механическое искажение уплотнительного зазора

Механические силы, под действием которых изменяется форма уплотнительного зазора, определяются главным образом коэффициентом нагрузки, а также величиной и направлением давления уплотняемой среды. При короблении контакт рабочих поверх-

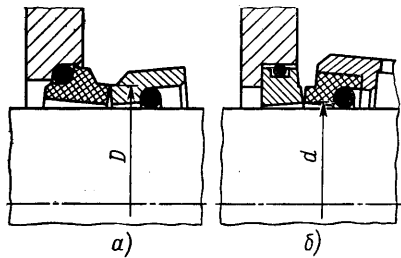


Рис. 43. Экстремальные случаи искажения формы уплотнительного зазора при контакте по диаметру: а — наружному D ; б — внутреннему d

ностей уплотнения осуществляется или по внутреннему диаметру d или по наружному D (рис. 43, а и б), при этом неизбежно сильно изменяется коэффициент нагрузки. Если конструктор знаком с этими закономерностями, то, задавая соответствующие геометрические размеры и выбирая материал, он может рассчитать предполагаемое коробление и добиться, чтобы оно не превышало критического.

4.3.1. Влияние осевых сил

Коробление уплотнительных поверхностей зависит от коэффициента нагрузки k точно так же, как и от конфигурации и способа установки контролецов.

Прежде всего следует рассмотреть моменты, возникающие во вращающемся кольце A (рис. 44), которые могут привести к различному короблению уплотнительных поверхностей в зависимости от выбранного коэффициента нагрузки k уплотнительного кольца.

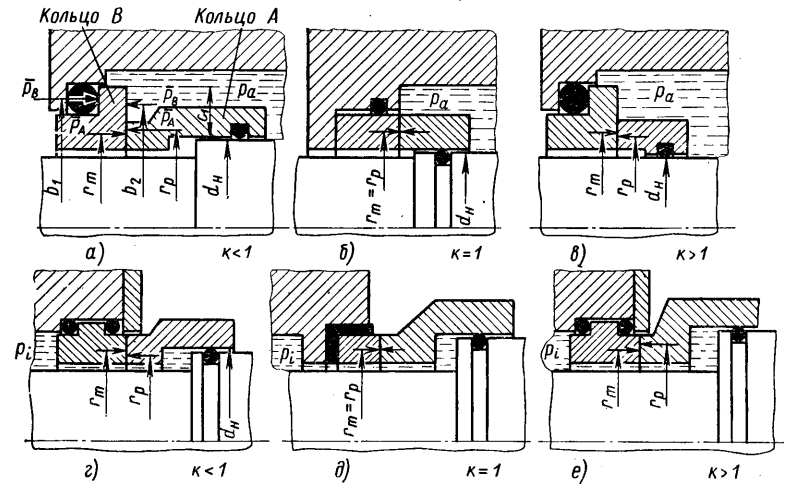


Рис. 44. Торцовые уплотнения, работающие с различным коэффициентом нагрузки k при действии внутреннего и наружного давлений:

а — $k < 1$; б — $k = 1$; в — $k > 1$; г — $k < 1$; д — $k = 1$; е — $k > 1$

Момент, возникающий на среднем радиусе $r_m = (D + d)/4$ кольца A ,

$$\bar{M}_A = \bar{P}_A (r_p - r_m), \text{ кгс} \cdot \text{см/см}, \quad (21)$$

где

$$\bar{P}_A = k p_1 b, \text{ кгс/см}, \quad (22)$$

и

$$r_p = (D + d_H)/4, \text{ см}. \quad (23)$$

Чем больше коэффициент k отклоняется от $k = 1$, тем больше момент M , а следовательно, возрастает коробление вследствие увеличивающейся разности плеч рычага $r_d - r_m$. Согласно табл. 3 для случая $r_p > r_m$ коробление s_{AMa} положительное, т. е. контакт происходит по диаметру D .

Для случая $r_p = r_m$ коробление $s_{AMa} = 0$, т. е. контакт остается неизменным. Для случая $r_p < r_m$ коробление отрицательное,

т. е. контакт проходит по диаметру d . Аналогичные коробления могут возникать и в конtringольце. Например, момент в кольце B (рис. 44, a)

$$M_B = \bar{P}_B (b_1 - b_2), \quad (24)$$

где

$$\bar{P}_B = p_1 c_1; \quad (25)$$

$$b_2 \approx (D_B + d_H)/4; \quad (26)$$

$$c_1 = (D_B - d_H)/2. \quad (27)$$

В этом случае справедливы те же закономерности, что и для уплотнительных колец.

Механическая деформация уплотнительных колец при действии внутреннего и наружного давлений и различных коэффициентах нагрузки

Таблица 3

Рис. 44	Коэффициент нагрузки k	Давление	Отношение плеч рычагов r_p/r_m	Контакт по диаметру	Коробление
a	< 1	p_a	> 1	D	$+$
b	< 1	p_t	< 1	d	$-$
$в$	1	p_a	1	$-$	0
$г$	1	p_t	1	$-$	0
$д$	> 1	p_a	< 1	d	$-$
e	> 1	p_t	> 1	D	$+$

Для кольца простой конфигурации (рис. 45) в работе Гемма [90] приведена формула для расчета угла закручивания

$$\varphi = \frac{12\bar{M}r_m}{E I^3 \ln r_a/r_i}; \quad (28)$$

Главное напряжение в точках 1 и 2

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{6\bar{M}r_m}{l^2 r_i \ln r_a/r_i}. \quad (29)$$

Так как угол φ в каждом случае очень мал, то можно принять $\sin \varphi \approx \varphi$, тогда коробление уплотнительного кольца

$$s_{Ma} = \varphi b C_F, \quad (30)$$

где C_F — коэффициент формы.

Искажение формы зазора и контактное касание по диаметру d или D при действии осевых сил получено как сумма отдельных короблений A и B :

$$s_{Ma} = s_{AMa} + s_{BMa}. \quad (31)$$

Таким образом, коробление зависит от формы кольца и выбранного с соответствующим модулем упругости материала.

Знак коробления s и определяемое им контактное касание по диаметрам D ($+$) или d ($-$) соответствуют повышению давления при исходном параллельном зазоре. Если в процессе эксплуатации уплотнения вследствие износа при приработке вновь образуется параллельный зазор и происходит снижение давления, то знак перед s изменяется. Так, например, контактная линия под

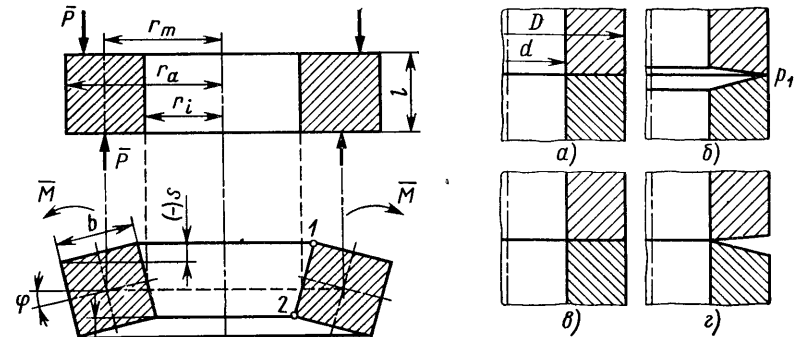


Рис. 45. Упругая деформация кольца при действии эксцентрично приложенной силы, создающей момент \bar{M}

Рис. 46. Форма зазора при различных условиях эксплуатации.

a — исходная, $s = 0$; $б$ — после нагружения давлением, $s > 0$; $в$ — в эксплуатации после износа приработке, $s = 0$; $г$ — после снижения давления, $s < 0$

действием сжимающей нагрузки перемещается от наружного диаметра D (рис. 46, $б$), а вследствие износа она снова смещается. После образования в процессе эксплуатации нового параллельного зазора (рис. 46, $в$) линия контакта при уменьшении давления перемещается к внутреннему диаметру d (рис. 46, $г$). Эти изменения формы зазора могут существенно повлиять на работу торцового уплотнения. При этом, с одной стороны, уплотнение может испытывать термические перегрузки (рис. 46, $б$), а с другой стороны, может не быть контакта между уплотнительными поверхностями (рис. 46, $г$).

В приложении к следующим разделам, посвященным деформации уплотнительного зазора, приведены примеры расчета, относящиеся во всех случаях к одной и той же конструкции и к неизменным условиям эксплуатации.

Пример 6. В торцовом уплотнении, показанном на рис. 47, уплотнительное кольцо A изготовлено из стеллита, а конtringольцо B — из угля. Давление уплотняемой среды $p_a = 50$ кгс/см². Влиянием усилия пружины пренебрегаем. При-

нтя коэффициент формы $C_F = 1$; $D = 6,25$ см; $d = 4,75$ см; $b = 0,75$ см; $d_H = 5,0$ см; $k = 0,82$.

Кольцо А		Кольцо В	
$l_A = 1,2$ см		$l_B = 1,3$ см	
$E_A = 2\,000\,000$ кгс/см ²		$E_B = 140\,000$ кгс/см ²	
$r_m = (D + d)/4 = 2,75$ см		$D_B = 6,8$ см	
$r_p = (D + d_H)/4 = 2,82$ см		$b_1 = 3,1$ см	
$r_p - r_m = 0,07$ см		$b_2 = (D_B + d_H)/4 = 2,95$ см	
$c_1 = (D_B - d_H)/2 = 0,9$ см			
$r_{mB} = (D_B + d)/4 = 2,88$ см.			

Исходя из формул (21), (22), (28) и (30), получаем для кольца А механическое коробление, возникающее от осевых сил,

$$s_{AMa} = \frac{12b^2 k p_1 (r_p - r_m) r_m C_F}{E_A l_A^3 \ln(D/d)} = 0,56 \text{ мкм.} \quad (32)$$

В контркольце В при таких же условиях работы возникает коробление, которое можно рассчитать по формулам (25), (26), (27), (28) и (30):

$$s_{BMa} = \frac{12b p_1 c_1 (b_1 - b_2) r_{mB} C_F}{E_B l_B^3 \ln(D_B/d)} = 15,9 \text{ мкм.}$$

Воспользовавшись формулой (31), получим суммарное коробление $s_{Ma} = 0,56 + 15,9 = 16,46$ мкм. При этом основное влияние оказывает низкая величина модуля упругости E контркольца В.

Таким образом, при нагружении давлением $p_1 = 50$ кгс/см² сначала происходит плотное контактное касание по диаметру D

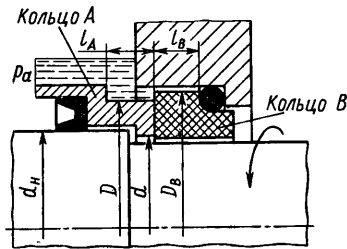


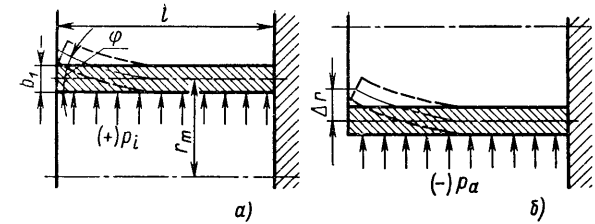
Рис. 47. Уплотнение, принятое при расчете деформации в примере 6

Рис. 46, б), при котором первоначальный коэффициент нагрузки повышается от $k = 0,82$ до $k > 1$. Повышенная нагрузка ускоряет приработку, и после достижения величины износа $s = 16,5$ мкм, происходящей преимущественно на угловое кольцо, вновь образуется параллельный зазор при коэффициенте $k = 0,82$ (рис. 46, а). При последующем значительном снижении давления линия контакта перемещается к диаметру d . В этом случае жидкость под давлением p_a может проникнуть в зазор (см. рис. 46, з), значение k уменьшается, причем контакта уплотнительных поверхностей может уже не быть.

4.3.2. Влияние радиальных сил

Уплотнительное кольцо, которое находится под действием внутреннего давления, деформируется, образуя наружный конус (рис. 48, а), вследствие чего возникает контакт по диаметру d . Под действием наружного давления происходит коническое суже-

Рис. 48. Упругая деформация кольца с заделкой при действии давления:



а — внутреннего;

б — наружного

ние (рис. 48, б) и контактирование по диаметру D . Для полого цилиндра, имеющего один свободный, а другой закрепленный конец и находящегося под действием гидростатического давления p_1 , Бизено и Граммель [24] приводят дифференциальные уравнения и их решения. Если m — отношение продольного удлинения к поперечному, а постоянная величина

$$q^4 = \frac{3(m^2 - 1)}{m^2 b_1^2 r_m^2}, \quad (33)$$

то согласно рис. 48 с учетом граничных условий получаем прогиб

$$\Delta r = \frac{r_m^2 p_1}{E b_1} \left(1 - \frac{2 \operatorname{ch} q l \cos q l}{\operatorname{ch}^2 q l + \cos^2 q l} \right) \quad (34)$$

и угол поворота торцового сечения

$$\varphi = 2q \frac{r_m^2 p_1}{E b_1} \left(\frac{\operatorname{sh} q l \cos q l - \operatorname{ch} q l \sin q l}{\operatorname{ch}^2 q l + \cos^2 q l} \right). \quad (35)$$

Коробление уплотнительной поверхности

$$s_{Mr} = \varphi b C_F, \quad (36)$$

где коэффициент формы $C_F = \operatorname{const}$.

Пример 7. Уплотнение, показанное на рис. 49, находится под действием наружного давления $p = 50$ кгс/см² и имеет следующие характеристики: $b = 0,75$ см; $d = 4,75$ см.

Кольцо А		Кольцо В	
$E_A = 2\,000\,000$ кгс/см ²		$E_B = 140\,000$ кгс/см ²	
$l_A = 1,5$ см		$l_B = 1,5$ см	
$r_{mA} = \frac{D - b_A}{2} = 2,81$ см		$r_{mB} = \frac{D_B + d}{4} = 2,88$ см	
$m_A = 1/0,3 = 3,33$		$m_B = 1/0,2 = 5$	
$b_A = 0,625$ см		$b_B = (D_B - d)/2 = 1,0$ см	
$D = 6,25$ см		$D_B = 6,8$ см	
$q_A^4 = 0,88$		$q_B^4 = 0,346$	
$q_A = 0,97$		$q_B = 0,765$	
$l_A q_A = 1,46$		$l_B q_B = 1,15$	
$\sin 1,46 \approx 1$		$\sin 1,15 = 0,91$	
$\cos 1,46 = 0,11$		$\cos 1,15 = 0,4$	
$\operatorname{sh} 1,46 = 2,04$		$\operatorname{sh} 1,15 = 1,42$	
$\operatorname{ch} 1,46 = 2,27$		$\operatorname{ch} 1,15 = 1,74$	
$\operatorname{sh} 1,46 \cos 1,46 = 0,224$		$\operatorname{sh} 1,15 \cos 1,15 = 0,57$	
$\operatorname{ch} 1,46 \sin 1,46 = 2,27$		$\operatorname{ch} 1,15 \sin 1,15 = 1,58$	
$\operatorname{ch}^2 1,46 + \cos^2 1,46 = 5,16$		$\operatorname{ch}^2 1,15 + \cos^2 1,15 = 3,2$	

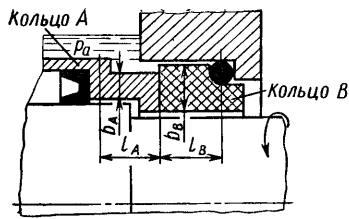


Рис. 49. Уплотнение, рассматриваемое при расчете деформации в примере 7

Из формул (35) и (36) при $C_F = 1$ следует

$$s_{AMr} = 2bq \frac{r_m^2 p_1}{Eb_1} \left(\frac{\text{sh } ql \cos ql - \text{ch } ql \sin ql}{\text{ch}^2 ql + \cos^2 ql} \right) = 1,83 \text{ мкм}$$

и для контркольца

$$s_{BMr} = \frac{2 \cdot 0,75 \cdot 0,346 \cdot 2,88^2 (-) 50}{140\,000} \left(\frac{0,57 - 1,58}{3,2} \right) = 4,8 \text{ мкм.}$$

Оба кольца имеют контакт по D ; общее коробление, возникающее под влиянием p_a

$$s_{Mr} = s_{AMr} + s_{BMr} = 1,83 + 4,8 = 6,63 \text{ мкм.}$$

Как и в примере 6, контркольцо с малым модулем упругости E характеризуется большой упругой деформацией. Более подробные исследования механических короблений разгруженных уплотнительных колец проведены Фишером [85], Нау и Турбуллем [209].

4.4. Искажение уплотнительного зазора в результате теплового воздействия

На форму уплотнительного зазора кроме описанных механических сил оказывает влияние температура и ее градиент в уплотнительных кольцах. Если при упругих деформациях решающими факторами являются прежде всего модуль упругости E и размеры кольца, то на коробление, вызванное нагревом, влияют в первую очередь тепловая характеристика пары трения, а именно, коэффициент теплопроводности λ , коэффициент линейного расширения при нагреве α , факторы теплоотдачи, определяющие в совокупности с конструкцией кольца градиент температуры и форму зазора. На геометрию уплотнительного зазора влияет градиент температуры как в осевом, так и в радиальном направлениях.

4.4.1. Влияние осевого градиента температуры

Градиент температуры в осевом направлении приводит к деформации уплотнительных колец. Когда минимальное выделение теплоты происходит у наружного диаметра D кольца, то возникает коническое расширение кольца в радиальном направлении, а у диаметра d_1 — коническое сужение кольца.

Для кольца, упруго закрепленного торцевой поверхностью на внутреннем или наружном диаметре (рис. 50), Ньюмен и Форрей [216] предложили формулы для расчета температурных деформаций. В предположении линейности градиента температуры в осевом направлении и согласно схеме (рис. 50)

$$s_{Tr} = 0,5\alpha C_a (r_a^2 - r_i^2) C_F, \quad (37)$$

где $C_a = (T - T_A)/l$.

В торцевых уплотнениях минимальное количество теплоты выделяется преимущественно у диаметра d или D . При минимальных выделениях теплоты у диаметра D под влиянием осевого градиента температуры возникает отрицательная деформация s_{Tr} , т. е. контакт происходит по диаметру d (см. рис. 50). При минимальном выделении теплоты у диаметра d внешняя зона кольца является более нагретой, и контакт колец происходит по диаметру D . В этом случае деформация s_{Tr} положительная.

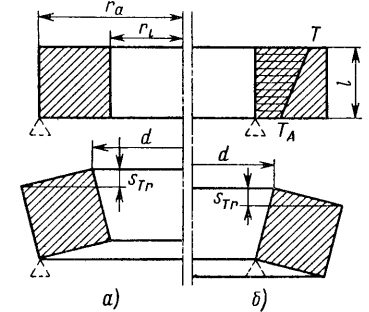


Рис. 50. Тепловое коробление кольца при наличии градиента температур в осевом направлении и упругом закреплении торца:

a — по наружному диаметру, b — по внутреннему диаметру

Пример 8. Опытное уплотнение, работающее при указанных ниже режимах, имеет градиент температуры в осевом направлении:

$C_{Aa} = 95^\circ\text{C}/\text{см}$ (влияние профильного резининового кольца!)	$C_{Ba} = 65^\circ\text{C}/\text{см}$
$\alpha_A = 1,45 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$	$\alpha_B = 5,3 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$
$r_i = 2,37 \text{ см.}$	$r_a = 3,17 \text{ см.}$

По формуле (37) при $C_F = 1$ коробление уплотнительного кольца

$$s_{ATr} = (-) 30,0 \text{ мкм,}$$

а коробление контркольца

$$s_{BTr} = (-) 7,6 \text{ мкм.}$$

Общее коробление

$$s_{Tr} = 30,0 + 7,6 = (-) 37,6 \text{ мкм.}$$

4.4.2. Влияние радиального градиента температуры

В торцевых уплотнениях обычно несколько источников выделений теплоты, сильно влияющих на распределение температуры в кольцах в радиальном направлении. Кроме фрикционного нагрева торцевых поверхностей дополнительными источниками теплоты могут быть уплотняемая среда, нагретые детали вала и корпуса, а также барботаж жидкости.

В зависимости от направления теплового потока (минимальное выделение теплоты происходит у диаметра d или D) распределе-

ние температуры в уплотнительных кольцах оказывается весьма различным. Зоны уплотнительных колец, наиболее удаленные от зоны с минимальными выделениями теплоты или ближе расположенные к источнику теплоты, имеют наибольшую температуру. Они расширяются больше, чем другие зоны поперечного сечения, и изменяют форму первоначального зазора. При условии неизменности выделения теплоты, режимов работы и линейности градиента температуры в радиальном направлении $C_r = (T - T_A)/e$ (в°С/см) получена приближенная формула для определения коробления кольца в осевом направлении:

$$s_{Ta} = \alpha l b C_r, \quad (38)$$

где α — коэффициент линейного расширения в диапазоне температур $0,5 (T + T_A)$; l — толщина кольца в осевом направлении.

Градиент температуры C_r в радиальном направлении зависит прежде всего от источника теплоты, коэффициентов теплопроводности и теплопередачи, которые в свою очередь определяются видом жидкости, ее вязкостью и скоростью течения. Точные значения для постоянных режимов работы можно определить только экспериментально.

Если минимальное выделение теплоты происходит у диаметра D , то деформация s_{Ta} отрицательная, и контакт колец происходит по внутреннему диаметру d . При минимальном выделении теплоты у диаметра d деформация s_{Ta} положительная и, контакт колец осуществляется ближе к наружному диаметру D .

Пример 9. Уплотнение с шириной уплотнительной поверхности $b = 0,75$ см при постоянных режимах работы имеет следующие радиальные градиенты температуры и характеристики:

$$\begin{aligned} C_{Ar} &= 80^\circ \text{C/см} & C_{Br} &= 55^\circ \text{C/см} \\ \alpha_A &= 14,5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C} & \alpha_B &= 5,3 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C} \\ l_A &= 1,8 \text{ см} & l_B &= 2 \text{ см} \end{aligned}$$

Коробление, рассчитанное по формуле (38): для вращающегося кольца $s_{ATa} = (-) 15,6$ мкм, для неподвижного кольца $s_{BTa} = (-) 3,1$ мкм. Суммарное коробление уплотнительного зазора $s_{Ta} = 15,6 + 3,1 = (-) 18,7$ мкм.

В этом случае основная доля коробления вызвана вращающимся кольцом A , у которого больше коэффициент α и меньше коэффициент теплопроводности $\lambda = 10$ ккал/(м·ч·°С). В сочетании с лучшими условиями отвода теплоты при вращении это увеличивает градиент температуры в радиальном направлении.

4.5. Наложение отдельных видов короблений

Суммарное изменение уплотнительного зазора торцового уплотнения в эксплуатации состоит из отдельных механических и тепловых короблений уплотнительного кольца и контркольца:

$$s = \sum s_A + s_B, \quad (39)$$

где коробление вращающегося кольца A

$$s_A = s_{AMa} + s_{AMr} + s_{ATa} + s_{ATr}, \quad (40)$$

а коробление неподвижного кольца B

$$s_B = s_{BMa} + s_{BMr} + s_{BTa} + s_{BTr}. \quad (41)$$

Для сохранения в условиях эксплуатации плоскопараллельной формы зазора необходимо, чтобы сумма $s = 0$ [по формуле (39)] при любых условиях работы. Так как отдельные коробления в торцовом уплотнении весьма различны, такое идеальное решение в действительности едва ли возможно.

В соответствии со схемой, показанной на рис. 44, для различных конструкций торцовых уплотнений контакт по внутреннему или наружному диаметрам в зависимости от соотношения отдельных короблений можно определить по табл. 4. Знаки приве-

Таблица 4

Отдельные коробления типичных уплотнительных колец A и B торцовых уплотнений при способах нагружений, показанных на рис. 44

№	Рис. 44	k	Давление	Минимальное выделение теплоты в зоне диаметра	Коробление колец A и B				$\sum s$		Опасность
					механическое		тепловое		%	(-)	
					s_{Ma}	s_{Mr}	s_{Ta}	s_{Tr}			
1	a	< 1	p_a	D	$(+)D$	$(+)D$	$(-)d$	$(-)d$	4	4	Раскрытие стыка уплотнительных колец
2	a		p_a	d	D	D	D	D	8		
3	g		p_i	D	d	d	d	d		8	
4	g		p_i	d	d	d	D	D	4	4	
5	b	1	p_a	D	0	D	d	d	2	4	Недопустимое выделение теплоты
6	b		p_a	d	0	D	D	D	6		
7	d		p_i	D	0	d	d	d		6	
8	d		p_i	d	0	d	D	D	4	2	
9	e	> 1	p_a	D	$d [D]$	D	d	d	3	5	
10	e		p_a	d	$d [D]$	D	D	D	7	1	
11	e		p_i	D	D	d	d	d	2	6	
12	e		p_i	d	D	d	D	D	6	2	

Примечание. В квадратных скобках указан контакт по диаметрам для кольца B , отличный от контакта по диаметрам для кольца A . (Прим. ред.).

дены для случая нарастания нагрузки при исходном плоскопараллельном зазоре

Если после возникшего при эксплуатации коробления колец в результате износа уплотнений вновь образуется плоскопарал-

лельный зазор и происходит механическая или термическая разгрузка, то знак коробления меняется на обратный. Например, в разгруженном уплотнении (см. рис. 44, а) суммарное коробление s при повышении нагрузки положительное, т. е. контакт колец происходит по диаметру D .

После образования параллельного зазора вследствие износа в эксплуатации при разгрузке знак меняется на противоположный. В этом случае контактная линия перемещается к диаметру d ; в результате следует ожидать проникновения жидкости под давлением p_a в зазор при соответствующей гидростатической раз-

грузке, увеличении утечки и возможном раскрытии уплотнительного стыка колец. В уплотнении основная опасность заключается в недопустимом повышении температуры за счет увеличения коэффициента нагрузки определяющегося суммарным короблением до величины $k \geq 1$.

Пример 10. Коробления, рассчитанные в примерах 6—9 сведены в табл. 5.

Сумма короблений при механическом воздействии $s_M = (+) 23,1$ мкм, а термическом $s_T = (-) 56,3$ мкм. Исходя из этого по формуле (39) суммарное коробление $s = (-) 33,2$ мкм при повышении давления до $p_1 = 50$ кгс/см² и $v_g = 10$ м/с. Таким образом, в этом уплотнении для приведенных выше условий работы преобладает коробление от термической нагрузки. Если допущение о том, что коэффициент формы $C_F = 1$ не было слишком грубым и учтено влияние всех остальных граничных условий, то при повышении нагрузки возможен контакт по внутреннему диаметру d .

При испытаниях этого уплотнения на внутреннем диаметре металлического кольца обнаружена канавка, появившаяся в результате износа, глубиной $h_1 = 3,8$ мкм и шириной $b_1 = 200$ мкм (рис. 51, а), в то время как на остальной поверхности средняя глубина шероховатости $R_a = 0,3$ мкм. Эта канавка образовалась при контакте с внутренней кромкой износостойкого угольного кольца (рис. 51, б) в течение нескольких часов эксплуатации.

Рис. 51. Влияние изменения уплотнительного зазора в результате действия тепловой нагрузки на местный износ:

а — канавка износа после демонтажа; б — форма зазора в эксплуатации

а — канавка износа после демонтажа; б — форма зазора в эксплуатации

Коробления в опытных уплотнениях

Коробление, мкм	Кольцо А	Кольцо В	$s_A + s_B$
s_{Ma}	(+) 0,56	(+) 15,9	(+) 16,46
s_{Mr}	(+) 1,83	(+) 4,8	(+) 6,63
s_{Ta}	(-) 15,6	(-) 3,1	(-) 18,7
s_{Tr}	(-) 30,0	(-) 7,6	(-) 37,6

Таблица 5

Кроме того, приведенные рассуждения были подтверждены результатами измерений колец методом монохроматических световых полос. Далее было доказано, что при повышении частоты вращения и обусловленного этим возрастания термического коробления в уплотнении с $k = 0,82$ может полностью отсутствовать контакт между уплотнительными поверхностями.

Пример 11. Расположенное внутри вращающееся торцовое уплотнение, герметизирующее масло при температуре 30°С под давлением $p_a = 50$ кгс/см², имеет коэффициент нагрузки $k = 0,5$. Ниже приведены характеристики материалов электрографит/сталь.

Кольцо	А	В
E , кгс/см ²	100 000	2 000 000
λ , ккал/(м·ч·°С)	60	37,5
α , см/(см·°С)	$2,0 \cdot 10^{-6}$	$11 \cdot 10^{-6}$
При работе измеряли следующие параметры:		
v_g , м/с	5	10
Q , см ³ /ч	0,2	0,5
f	0,055	0,051
T , °С	68	100

Температуру измеряли на расстоянии 1,5 мм от уплотнительной поверхности стального кольца.

Если рабочее давление снижалось до $p_a = 20$ кгс/см², то уплотнительные поверхности разъединились при скорости скольжения $v_g = 0$; 5 и 10 м/с. При проверочном расчете механического коробления по формулам (30) и (36) для кольца А с толщиной $e = 0,4$ см, получены следующие величины: $s_{AMa} = (+) 15$ мкм и $s_{AMr} = (+) 30$ мкм. Таким образом, суммарное механическое коробление $s_{AM} = (+) 45$ мкм при контакте по диаметру D .

Механическое коробление стального кольца В оказалось положительным и составило лишь несколько микронов. Хотя градиент температуры не измеряли, можно сказать, что термическое коробление s_T было значительно меньшим. При подобном нагружении градиент температуры в торцовом уплотнении приблизительно пропорционален коэффициенту трения торцовых поверхностей и обратно пропорционален коэффициенту теплопроводности λ .

В состоянии покоя ($v_g = 0$) при разгрузке также наблюдалось разъединение уплотнительных поверхностей. Это доказывало, что при возрастающих режимах на работу этой конструкции уплотнения в противоположность уплотнению из примера 10, где преобладали термические деформации, влияют главным образом механические деформации.

Для многих уплотнений при изменении режимов работы невозможно точно определить искажение уплотнительного зазора по формулам (30), (36), (37) и (38) из-за отсутствия точно измеренного градиента температуры или других граничных факторов, а достаточно по физическим и механическим характеристикам материала качественно оценить работоспособность уплотнения.

4.6. Влияние искажения уплотнительного зазора на утечку

В предыдущих разделах было рассмотрено влияние деформации на геометрию зазора. Во время неустойчивого переходного периода при изменении условий эксплуатации изменяются утечки и потери на трение. Отношение p_g/p_1 может колебаться при этом в широких пределах, и, как уже было показано, может произойти полная разгерметизация из-за раскрытия стыка уплотнительных поверхностей или недопустимого повышения температуры. На-

Таблица 6

Уменьшение утечки Q (в $\text{см}^3/\text{ч}$) с увеличением времени приработки вследствие компенсации коробления износом (пара материалов стеллит/металлизованный уголь; масло при 80°C ; $v_g = 5 \text{ м/с}$; $k = 0,75$)

Приработка, ч	p_1 , кгс/см ²		
	20	35	50
1	6	9	33,5
2	3	5,5	13
3	2,5	4,5	7,5
4	2	4	6,5

пример, если при деформации образуется зазор такой формы, что происходит проникновение в него уплотняемой жидкости, то возникает гидростатическая разгрузка, и утечка повышается. Если контактное давление p_g еще достаточно велико, то в процессе износа вновь образуется плоскопараллельный зазор.

Таким образом, износ является стабилизатором, способствующим восстановлению исходной формы зазора. В процессе приработки и эксплуатационного износа утечка уменьшается, пока снова не достигнет постоянной

величины, соответствующей величине при плоскопараллельном зазоре. В табл. 6 приведены значения утечек после нескольких часов работы для различных давлений уплотняемой среды p_1 и соответствующих им деформаций. Процесс приработки в торцовых уплотнениях может длиться от нескольких минут до нескольких месяцев. Его продолжительность зависит главным образом от величины коробления, износостойкости материалов и нагрузки.

Для получения постоянной минимальной утечки необходимо свести к минимуму искажение формы уплотнительного зазора. Каждая приведенная в формулах (30), (36), (37) и (38) величина влияет на размер утечки Q .

Ширина кольца контакта b имеет особое значение, так как она не только входит непосредственно во все уравнения для расчета деформаций, но и косвенно влияет на образование и отвод теплоты. На рис. 52 и 53 показано изменение утечки и коэффициента трения в случае искажения формы уплотнительного зазора, обусловленной главным образом тепловым воздействием с контактом различной ширины по диаметру d и давлением p_a при постоянных режимах работы. С уменьшением размера b существенно сни-

жается величина Q , в то время как коэффициент трения f увеличивается.

Учитывая изложенное, уже сейчас следует отметить, что если в уплотнениях с различной шириной контакта, но с одинаковым коэффициентом k после довольно длительной приработки вновь восстанавливается параллельный зазор, то при высоте шероховатости $h = 1,3 \text{ мкм}$ оно работает в режиме граничного трения. При этом утечки и коэффициенты трения были бы одинаково большие для любой ширины уплотнения, если бы температура в зазоре была ниже критической точки кипения смазки.

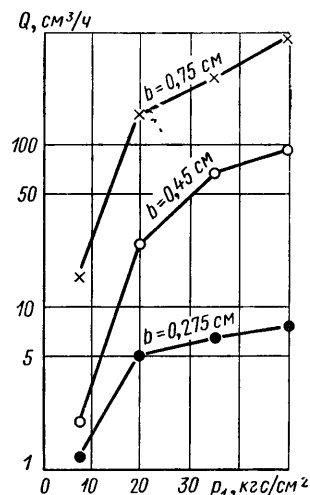


Рис. 52. Влияние ширины уплотнения b на искажение формы уплотнительного зазора, обусловленное тепловым воздействием и, следовательно, на утечку Q [стеллит (10)/уголь (20), масло 30°C ; $v_g = 10 \text{ м/с}$; $k = 0,82$]

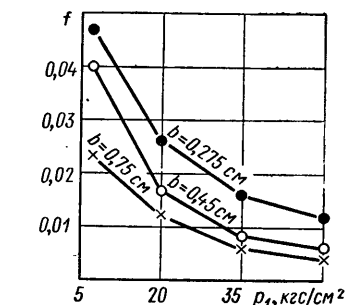


Рис. 53. Влияние ширины уплотнения b на коэффициент трения f , реализуемое через деформации (стеллит/углеграфит; $k = 0,82$; $v_g = 10 \text{ м/с}$)

При изменении форм уплотнительного зазора, обусловленной в основном тепловым воздействием, на утечки и фрикционные потери можно влиять только изменением коэффициентов теплопроводности материалов пары трения. Это ясно видно из результатов испытаний, приведенных в табл. 7. Если с увеличением в 4 раза коэффициента теплопроводности неподвижного кольца B (при $\lambda = \text{const}$) утечки уменьшились лишь в соотношении от 1 : 1,18 до 1 : 2,2 (см. табл. 7, Q_1/Q_2 и Q_3/Q_4), то при таком же увеличении коэффициента теплопроводности вращающегося кольца A утечки снижаются в соотношении от 1 : 2,63 до 1 : 12,4 (см. табл. 7, Q_1/Q_3 и Q_2/Q_4). Это различие обусловлено, с одной стороны тем, что первоначальная деформация кольца A была значительно больше, чем кольца B , а с другой стороны, значительно более благоприятными условиями теплоотвода от вращающегося кольца A .

Таблица 7

Влияние коэффициента теплопроводности уплотнительного кольца и контрольного на изменение формы уплотнительного зазора и, следовательно, на утечку Q и коэффициент трения f ($k = 0,82$; $p_t = 50$ кгс/см²; $b = 0,75$ см; масло при 30° С)

№	Величины λ_A/λ_B , ккал/(м·ч·°С)	$v_g = 5$ м/с		$v_g = 10$ м/с	
		Q , см ³ /ч	f	Q , см ³ /ч	f
1	10/15	90	0,0032	150	0,004
2	10/60	62	0,0043	296	0,0045
3	40/15	11	0,0046	133	0,0047
4	40/60	5	0,0058	65	0,005
$\lambda_A = \text{const}$		$v_g = 5$ м/с		$v_g = 10$ м/с	
Q_1/Q_2		1,45		1,18	
Q_3/Q_4		2,2		2,05	
$\lambda_B = \text{const}$		$v_g = 5$ м/с		$v_g = 10$ м/с	
Q_1/Q_3		8,2		2,63	
Q_2/Q_4		12,4		4,45	

Изменение формы уплотнительного зазора, обусловленного изменяющимися условиями эксплуатации, в основном затрудняет расчет утечки и приводит к сильному рассеиванию результатов их измерений. Пока форма уплотнительного зазора вследствие коробления остается неустойчивой, нельзя ожидать соответствия результатов стендовых испытаний практическим показателям приработавшихся уплотнений.

4.7. Влияние шероховатости поверхности

Наряду с формой уплотнительного зазора на работу уплотнения оказывает значительное влияние шероховатость уплотнительных поверхностей. С увеличением высоты микронеровностей повышается утечка и опасность раскрытия стыка уплотнительных поверхностей в разгруженном уплотнении ($k < 1$). Хоккель [121; 122] в своих исследованиях с плоскими кольцевыми поверхностями и смазкой без давления при скоростях скольжения до 20 м/с доказал, что уже при малых контактных давлениях ($p_g \approx \approx 1,5$ кгс/см²) толщина слоя смазки $h_0 = 0$ между микропрофилями.

В обычных уплотнениях без углублений в контактных поверхностях, характерных для гидродинамических торцовых уплотнений, в уплотнительном зазоре, как правило, не возникает гидродинамического подпора. Однако коробление уплотнительного зазора при механическом и термическом воздействии может приводить к повышению гидростатического давления в зазоре. Для торцового уплотнения с плоскопараллельным зазором при $k > 1$ обычно имеет место контакт твердых тел, при котором негерметичность между уплотнительными поверхностями определяется вы-

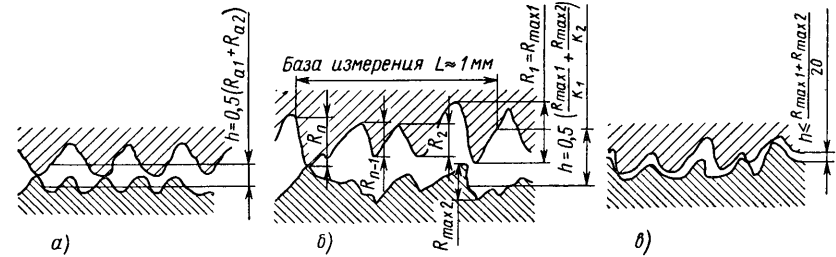


Рис. 54. Эскиз к определению высоты зазора по высоте микронеровностей с учетом коэффициента полноты уплотнительных поверхностей

$a - R_a = R_{\max}$; $K = 1$; $b - R_a < R_{\max}$; $K \geq 0,67$; $c - R_a \ll R_{\max}$; взаимопроницающие риски

сотой микронеровностей. Хоккель [121] вычислил высоту зазора по высоте микронеровностей

$$h = 0,5(R_{a1} + R_{a2}). \quad (42)$$

Однако принятое при этом допущение, что $R_a = R_{\max}$ (рис. 54, a), на практике выполняется очень редко. Поэтому необходимо учитывать коэффициент полноты микропрофиля $K = R_a/R_{\max}$. Согласно исследованиям Майера [177], в которых проделано около 1000 измерений высоты микронеровностей уплотнительных колец, в подавляющем числе случаев коэффициент полноты поверхностей $K \geq 0,67$. Средняя глубина шероховатости (рис. 54, b)

$$R_a = (R_1 + R_2 + \dots + R_{n-1} + R_n)/n. \quad (43)$$

При относительно одинаковой высоте микронеровностей поверхностей уплотнительного кольца измерительная база обычно составляет 1 мм. На основании уравнения (42) и (43) Майером [177] выведена приближенная эмпирическая формула, учитывающая коэффициент полноты уплотнительной поверхности:

$$h = 0,5 \left(\frac{R_{\max 1}^2}{R_{a1}} + \frac{R_{\max 2}^2}{R_{a2}} \right) = 0,5 \left(\frac{R_{\max 1}}{K_1} + \frac{R_{\max 2}}{K_2} \right). \quad (44)$$

Это уравнение пригодно для $K \geq 0,67$. Для $K = 1$, по Хоккелю, формулы (44) и (42) равнозначны.

Для случая, когда применяют материалы с взаимопроникающими рисками (рис. 54, в), формулу (44) использовать нельзя, так как в этом случае высота зазора h обычно значительно меньше, чем определенная по формуле (44).

Согласно утверждению Шаффера [248], для торцовых уплотнений, герметизирующих воду, взаимопроникающие микронеров-

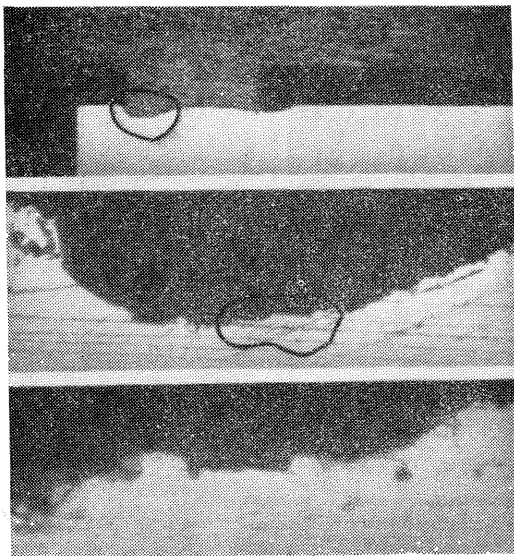


Рис. 55. Уплотнительный зазор с взаимопроникающими рисками (увеличение в 10, 100 и 1000 раз; работа 300 ч; пресс-масса из графита, пропитанного фенольной смолой/бронза; $d = 2,7$ см; $D = 3,2$ см; $p_g = 6,75$ кгс/см²; $p_1 = 5$ кгс/см²; вода $R_{\max} = 13$ мкм; утечка Q не поддается измерению)

ности до 7 мкм не влияют на надежность уплотнения. На рис. 55 при разном увеличении показан уплотнительный зазор, образованный взаимопроникающими микронеровностями высотой 13 мкм, через который, однако, утечки воды не наблюдалось. Экспериментально установленная высота зазора для взаимопроникающих рисок может сильно возрастать с ростом эксцентриситета вала

$$h \approx (R_{\max 1} + R_{\max 2})/20. \quad (45)$$

Расчет высоты зазора в торцовых уплотнениях по высоте микронеровностей всегда является приближенным, так как шероховатость поверхностей редко бывает одинаковой и к тому же может изменяться во время работы. Однако разброс значений, получаемых по формуле (44), может удерживаться в весьма узких пределах.

4.8. Давление в зазоре и контактное давление

На торцовой поверхности F торцового уплотнения действует осевая сила, которую согласно формулам (3, а) и (3, б) можно определить из выражения

$$P_G = P_F \pm P_H - P_{Sp} \pm P_R.$$

Сила трения радиальных уплотнительных элементов P_R может изменяться по величине и направлению в зависимости от условий работы, подпрессовки и нагрева. Однако при дальнейшем рассмотрении для торцовых уплотнений принимают $P_R = 0$, если условия работы длительное время остаются постоянными, поскольку в этом случае уплотнительный элемент при колебании жидкости и вибрации машины находится в состоянии покоя.

О давлении в уплотнительном зазоре p_{Sp} в литературе имеются различные суждения. Величина этого давления и его эпюра по ширине зазора b крайне важны для определения размеров уплотнения, поскольку они влияют не только на утечку, долговечность и режим трения, но и на надежность работы уплотнения. Поэтому на вопросе о давлении в зазоре необходимо остановиться более подробно.

Такие исследователи, как Боон [30, 31], Хайнце [111], Копперс [310], Шаффер [248] и Скобель [258], которые при рассмотрении вопросов об утечке исходят из действительности уравнения ламинарного течения (19), предполагают линейное падение давления по ширине уплотнения b . Влияние уплотнительного давления p_g они не учитывают. Бркич [41] в своей теоретической работе, посвященной торцовым уплотнениям, учитывает эту важнейшую величину. Полученные им данные согласуются с результатами других исследований [30, 31, 111, 248, 310 и 258], только при условии, что внутреннее давление $p_1 = 2p_g$. Иначе при $p_1 = p_g$ зазор оказывается нагруженным внутренним давлением по всей ширине b , а при $p_g > p_1$ — разгруженным. Бркич рассматривал абсолютно плоские поверхности и не учитывал вибрацию.

Грайнер [99] на основании исследований получил данные об изменении давления в зазоре в зависимости от коэффициента нагрузки k и вязкости η (рис. 56). Согласно проведенным опытам при герметизации сред с низкой вязкостью (пропан и бутан) во избежание потери контакта уплотнительных поверхностей размеры уплотнения должны быть такими, чтобы значение $k = 0,7$. Например, при герметизации воды в целях устранения раскрытия стыка уплотнительных поверхностей была бы достаточной величина $k = 0,58 \div 0,6$, при герметизации масел с высокой вязкостью уплотнения удовлетворительно работает при значении $k = 0,3 \div 0,4$,

Для особого случая, когда $k = 0,3$ (см. рис. 56), утверждение о линейном падении давления по ширине уплотнения b не соответствует действительности. Уравнение сил (3, а), которые действуют на уплотнительную поверхность F , имеет следующий вид:

$$p_g = p_f + 0,3p_1 - 0,5p_1.$$

Если в этом случае принять давление пружины $p_f = 2 \text{ кгс/см}^2$, то при давлении уплотняемой среды $p_1 > 10 \text{ кгс/см}^2$, давление в уплотнении p_g становится отрицательным, т. е. отсутствует

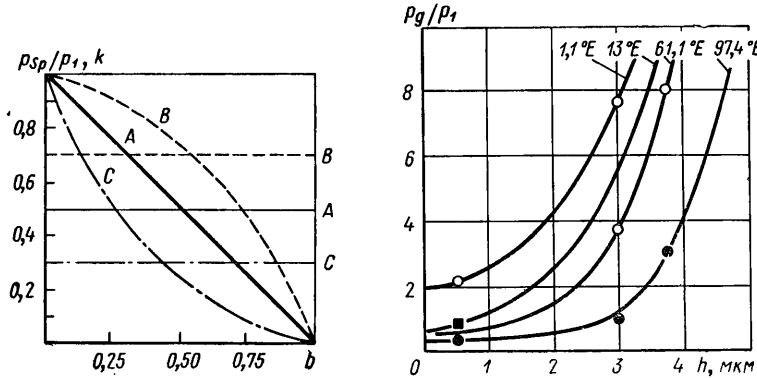


Рис. 56. Зависимость изменения давления в зазоре по ширине уплотнения b от вязкости и коэффициента нагрузки k [99]

Рис. 57. Зависимость параметров неподвижного стального уплотнительного кольца, построенные по данным измерений [256] ($d = 5 \text{ см}$; $b = 0,5 \text{ см}$, уплотняемая среда — воздух)

контакт уплотнительных поверхностей. Кроме того, Грайнер указывает на определенную зависимость коэффициента нагрузки k от ширины уплотнения b .

Швайгерер и Зойферт [256] более подробно исследовали влияние ширины уплотнения и шероховатости поверхностей на утечку, используя для этого металлические уплотнительные прокладки. Они проводили исследования на стальных неподвижных уплотнительных кольцах с внутренним диаметром $d = 5 \text{ см}$, и не могли определить влияния ширины уплотнения на герметичность. Влияние шероховатости поверхностей на основании результатов измерений показано на рис. 57. Высота зазора h была получена при увеличении на 50% средней высоты микронеровностей, определенной Швайгерером и Зойфертом.

При увеличении высоты зазора h необходимо существенно повышать давление, прижимающее уплотнительные поверхности p_g и препятствующее разгерметизации уплотнения. Для случая $p_g/p_1 < 0,5$ также можно обеспечить герметичность при условии, что высота зазора h достаточно мала и в зазоре имеется

липкая, вязкая пленка запирающей жидкости. В испытаниях при разгерметизации происходил резкий выброс уплотняемой среды (воздуха). В процессе эксплуатации вследствие изменения формы зазора не так просто определить условия работы уплотнения.

Широкие исследования, проведенные Майером [177, 183] для различных коэффициентов нагрузки p_g/p_1 и высоты зазора h , показывают, что между этими двумя величинами и изменением давления в зазоре существует определенная связь. При испытаниях в уплотнительном кольце с шириной контакта $b = 0,95 \text{ см}$ были просверлены контрольные отверстия на расстоянии 2,6; 4,9 и 7,2 мм от внутреннего диаметра уплотнительного кольца, смещенные одно относительно другого на угол 90° . Диаметр отверстия составлял 2 мм, поскольку отверстия меньшего диаметра забивались продуктами износа кольца из угля.

Результаты измерения давления в техническом зазоре представлены на рис. 58, 59 и в табл. 8. Данные испытаний в исследовании

Таблица 8

Результаты измерения давлений (в кгс/см^2) в зазоре при герметизации воды ($h = 3 \text{ мм}$; $b = 0,95 \text{ см}$, $d_E = d = 6,1 \text{ см}$, $v_g = 5 \text{ м/с}$)

Давление в зазоре на расстоянии d_E , мм	Суммарный момент трения M_R , $\text{кгс}\cdot\text{см}$	Температура уплотнительного кольца T , $^\circ\text{C}$	Температура жидкости t , $^\circ\text{C}$	Время с начала испытаний, мин
2,6	4,9	7,2		
$p_g = 5 \text{ кгс/см}^2$, $p_1 = 5 \text{ кгс/см}^2$, $p_g/p_1 = 1$				
0	0	0	18	50
3,5	0,3	0	10	82
5,5	2,6	0	9,5	73
5,7	5,2	0,2	9	69
5,7	5,4	1,4	8,5	65
5,7	5,5	2,2	8,2	64
5,7	5,7	4,0	8	63
5,7	5,8	4,9	7,9	62
5,7	6,0	6,5	8,5	64
5,7	6,5	7,8	9	66
5,7	6,5	7,8	9	66
$p_g = 9 \text{ кгс/см}^2$, $p_g/p_1 = 0,9$, $p_1 = 10 \text{ кгс/см}^2$				
0	0	0	37	80
2	1,3	0,7	25,5	100
2,9	1,8	0,9	30	150
7,8	4,2	1,2	26	110
10,5	10,5	2,5	14	88
10,5	10,8	7,8	14	95
10,5	12,8	10,8	14	97
10,5	14	11,2	14	100
10,5	14	11,2	14	100

Примечание. При измерении суммарного момента трения учтено, что испытания проводили на стенде с двумя торцовыми уплотнениями, при этом измеряли давление в зазоре только у одного уплотнения. Для другого — при $p_1 = 5 \text{ кгс/см}^2$ и $h = 1,6 \text{ мм}$ можно предположить, что в зазоре не было давления, но при $p_1 = 10 \text{ кгс/см}^2$ и $h = 2 \text{ мм}$ возникало небольшое давление. Знак Q стоит там, где утечка $Q > 0,01 \text{ см}^3/\text{мин}$.

дованных пределах, в том числе для технического зазора с максимально допустимым короблением $s_{\max} = 0,6$ мкм на каждый сантиметр наружного диаметра уплотнения D , в основном подтверждают теорию Бркича, согласно которой в зазоре не действует давление ($p_{Sp} \approx 0$) или только внутреннее ($p_{Sp} \approx p_1$). Однако контрольные отверстия уже сами нарушают параллельность зазора.

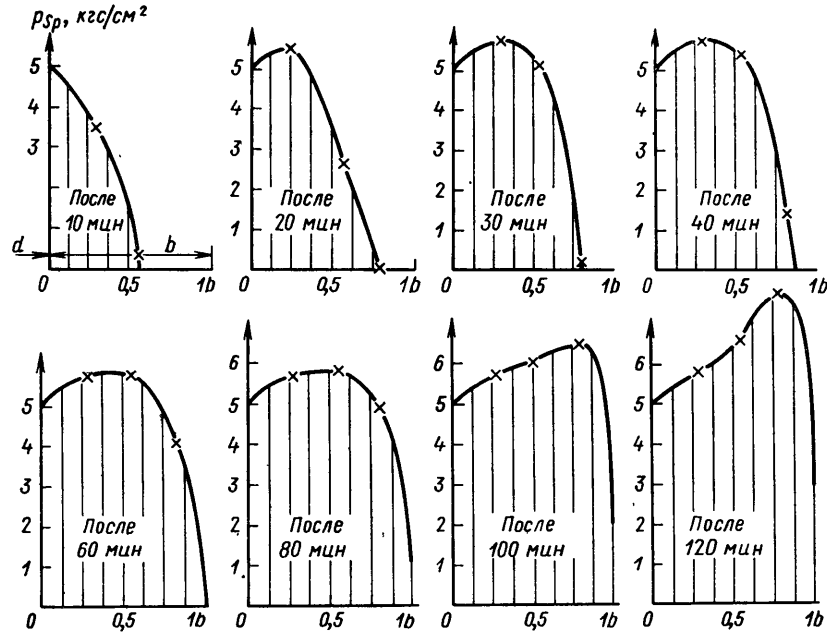


Рис. 58. Эпюра давления p_{Sp} в зазоре при наличии контрольных отверстий (герметизация воды; $p_1 = 5$ кгс/см²; $v_g = 5$ м/с; $p_g/p_1 = 1$; $d = 6,1$ см; $b = 0,95$ см; $h = 3$ мкм; направление течения — от диаметра d к диаметру D)

Вследствие механических и термических деформаций, приводящих к различиям по высоте зазора, в непосредственной близости от отверстий происходит сужение зазора, в котором возможно возникновение гидродинамического давления. Только этим можно объяснить дополнительное приращение давления в зазоре до 2,8 кгс/см² при $p_1 = 5$ кгс/см² (рис. 58) и до 4 кгс/см² при $p_1 = 10$ кгс/см² (рис. 59). Аналогичные результаты испытаний по распределению давления при наличии контрольных отверстий во вращающихся кольцах круглого сечения получены Маем [176].

По-видимому, уплотнительные поверхности должны были бы разойтись в конце опыта поскольку сумма запирающих усилий оказалась меньше суммы нагрузок, раскрывающих зазор.

Следует, однако, учесть, что повышенное давление возникло лишь в локальных зонах зазора, а в примененных U-образных манжетах при неустойчивом режиме раскрытия возникали большие силы трения P_R . При обратном перемещении корпуса уплотнительного кольца (испытывавшееся уплотнение соответствовало

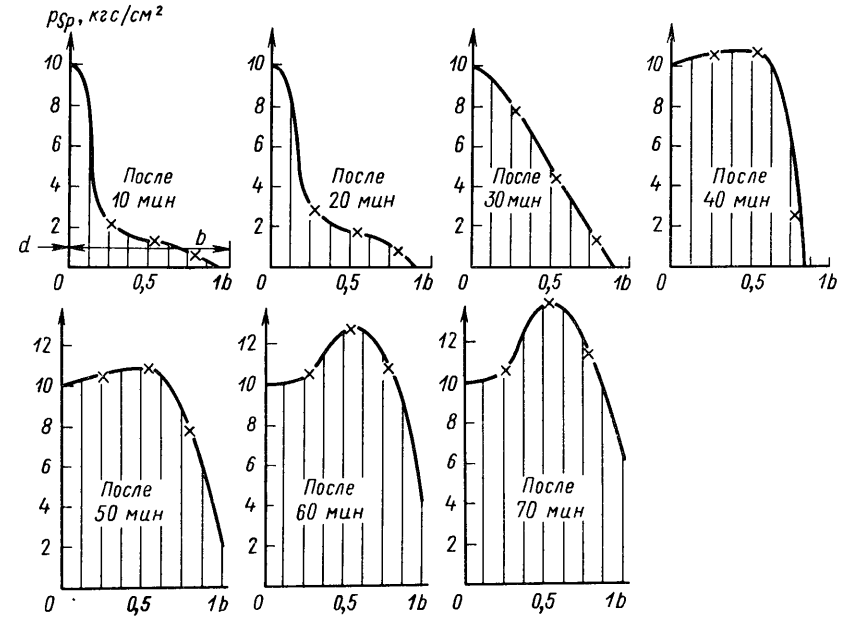


Рис. 59. Эпюра давления p_{Sp} в зазоре при наличии контрольных отверстий (герметизация воды; $p_1 = 10$ кгс/см²; $v_g = 5$ м/с; $p_g/p_1 = 0,9$; $d = 6,1$ см; $b = 0,95$ см; $h = 3$ мкм; направление течения — от диаметра d к диаметру D)

конструкции, показанной на рис. 14) изменяется знак у силы P_R , а соотношение сил теперь определяется по формуле (3, а):

$$P_H + P_F + P_R > P_{Sp},$$

т. е. контакт уплотнительных поверхностей еще не потерян. Силу трения U-образной манжеты в начальной фазе движения рассчитывали по формуле

$$P_R = F_1 p_1 f,$$

где $F_1 = 24$ см² — наружная поверхность трения манжеты; $p_1 = 5$ или 10 кгс/см² — внутреннее давление жидкости; $f = 0,1 \div 0,5$ — коэффициент трения покоя резины/сталь.

Приведенные величины означают, что при $p_1 = 10$ кгс/см² (рис. 59) и $f = 0,25$ сила трения $P_R = 24 \cdot 10 \cdot 0,25 = 60$ кгс. Когда испытания проводили при меньших высотах микронеров-

ностей уплотнительных поверхностей, в том числе при длительности более 100 ч, то невозможно было измерить давление жидкости в зазоре, хотя незначительные утечки наблюдались в каждом случае. Оказалось, что при тонком (толщиной 0,5 мм) вращающемся с силовым замыканием плоском кольце достаточно, чтобы давление снизилось от 20 кгс/см² до 0.

Были дополнительно проведены испытания [178] уплотнения ($p_g/p_1 = 0,75$), герметизирующего дизельное топливо. В этом

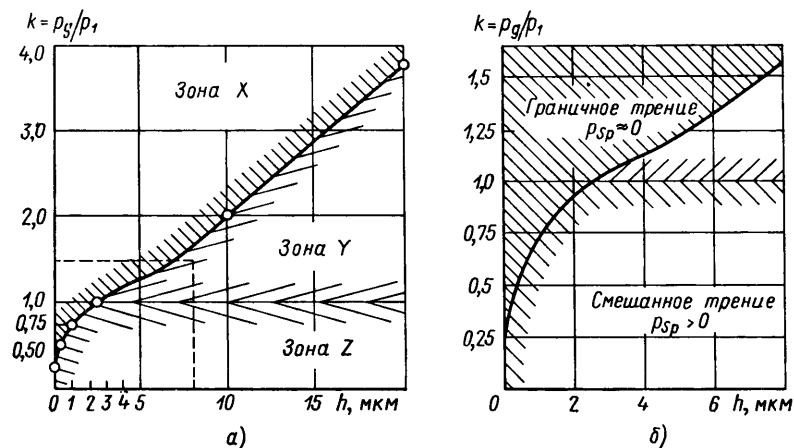


Рис. 60. Влияние коэффициента нагрузки p_g/p_1 и шероховатости уплотнительных поверхностей на давление в зазоре p_{Sp} уплотнения (зависимость для зоны наиболее характерной у торцовых уплотнений и ограниченной пунктирной линией, дана отдельно):

зона X при $0 \approx p_{Sp} \ll p_g$; зона Y при $p_1 \geq p_{Sp} \leq p_g$; зона Z при $p_1 \geq p_{Sp} \gg p_g$

случае при нормальных эксплуатационных условиях наблюдалась утечка до 10 см³/ч. Если в циркулирующую жидкость добавить немного абразивного порошка, то уже через несколько минут наблюдается резкое увеличение утечки, до нескольких тысяч см³/ч, и через короткое время наступает полная разгерметизация из-за потери контакта между уплотнительными поверхностями.

Кроме того, проводились наблюдения за уплотнениями ($p_g/p_1 = 0,55$) с очень малой величиной утечки Q и коэффициентом трения $f = 0,065$ (см. пример 11). Обобщенные результаты Майера [183, 190], характеризующие влияние коэффициента нагрузки, равного отношению p_g/p_1 , и высоты зазора h на давление p_{Sp} , представлены на рис. 60. Если в зоне X давление в зазоре $p_{Sp} \approx 0$, то контактное давление определяют по формуле (3,а):

$$p_g = p_f + kp_1.$$

Если коробление соответствует величине, показанной на рис. 60, и максимальное коробление $s_{max} \leq 0,6$ мкм на 1 см диаметра D , то при использовании обычных пар материалов с низким модулем упругости ($E \approx 100\,000$ кгс/см²) угольного или пластмассового кольца, давление жидкости в зазоре не возникает (исключая, местные, весьма ограниченные отклонения). Падение давления на величину, не поддающуюся измерению, происходит по окружности с диаметром d_E на входе жидкости. В зонах Y и Z упругих и пластических деформаций пиков микронеровностей становится недостаточно, чтобы удерживать уплотнительный зазор закрытым, в том числе и при $s_{max} \leq 0,6$ мкм на 1 см диаметра D . В зазоре возникает давление p_{Sp} . В этом случае контактное давление рассчитывают по формуле

$$p_g = p_f + kp_1 - p_{Sp}.$$

В зоне Y не следует ожидать разъединения уплотнительных поверхностей даже при полном просачивании жидкости ($p_{Sp} = p_1$). Однако разгруженные торцовые уплотнения, работающие в зоне Z, подвержены этой опасности. Если при данных размерах торцового уплотнения выполняется неравенство $p_g > p_1$, то при разгерметизации (например, увеличении высоты микронеровностей, попадания посторонних частиц, скачков давления) зазор снова закрывается. В уплотнении, у которого $p_g < p_1$, это происходит в редких случаях. Согласно данным Вуда [306], такое уплотнение необходимо демонтировать, произвести притирку или заменить новым. Ввиду отсутствия контакта между кольцами, разделенными в этом случае слоем смазки толщиной h_0 , фрикционный износ становится невозможным, что исключает взаимное сглаживание микронеровностей поверхностей.

4.9. Возможности расчета и результаты измерений

Форма и размеры уплотнительного зазора и шероховатость уплотнительных поверхностей могут изменяться в зависимости от условий эксплуатации и в свою очередь влияют на контактное давление p_g , давление в зазоре p_{Sp} , коэффициент нагрузки k , утечку Q и на режим трения.

Таким образом, утечка может изменяться в процессе работы. Особенностью торцового уплотнения является наличие режима, когда в уплотнительном зазоре нет давления смазки (зона X, см. рис. 60), характеризующегося стабильностью и наименьшими утечками.

4.9.1. Утечки при граничном трении

Здесь делается ссылка на приведенный ниже раздел 6.1.1.3, посвященный режиму граничного трения. При этом режиме трения в зазоре находится слой жидкости, но он имеет местные

разрывы и почти не создает давления. В то же время больше нет поддающегося обнаружению влияния вязкости. Как можно представить в этих условиях течение жидкости? Майером [177, 182] проведены исследования явления вытекания жидкости в торцовом уплотнении без поддающегося обнаружению давления в зазоре p_{Sp} , это течение он назвал циркуляционным.

4.9.1.1. Теория циркуляционного течения

В пределах уже упомянутой зоны X (см. рис. 60) техническими измерительными средствами давление в зазоре обнаружено не было, хотя утечка имела место. Известными формулами из гидродинамики это явление описать невозможно. Согласно исследованиям [177, 182], по окружности на входе жидкости происходит падение ее давления на величину, трудно поддающуюся измерению и оцениваемую в несколько десятых долей атмосферного давления. Это можно объяснить сильным дросселирующим действием очень узкого зазора. Естественно возможно образование местной очень узкой зоны с более высоким давлением.

В итоге жидкость попадает на уплотнительную поверхность только через отдельные, большей частью не взаимосвязанные каналы и полости (см. рис. 55). Таким образом, при вращении происходит периодическое перекрытие мельчайших пустот и каналов в обеих уплотнительных поверхностях, жидкость циркулирует под влиянием остаточного давления от действия центробежных сил

$$\pm p_z = \frac{\gamma b v^2}{gr} \quad (46)$$

Давление в зазоре торцового уплотнения, возникающее в результате действия центробежных сил, мало и составляет несколько десятых кгс/см². Это будет показано на следующем примере.

Пример 12. Необходимо определить давление от действия центробежных сил в уплотнении, работающем на следующих условиях: среда — масло; $\gamma = 0,825 \cdot 10^{-3}$ кгс/см³; $r = 5$ см; $v_g = 1500$ см/с; $g = 981$ см/с²; $b = 0,5$ см.

Согласно формуле (46) получаем $p_z = \pm 0,19$ кгс/см². Однако это давление, несмотря на небольшую величину, оказывает существенное влияние.

В торцовых уплотнениях вершины микронеровностей обеих прижимающихся одна к другой со средним контактным давлением p_g уплотнительных поверхностей должны подвергаться как пластическому, так и упругому деформированию. Причем наиболее нагруженные точки в контакте пластически деформируются или изнашиваются, а примыкающие к ним зоны подвергаются упругой деформации.

Чаще всего в торцовых уплотнениях одно кольцо, изготовленное из пластмассы или углеродистого графита, работает с кольцом из металла, окисла металла или карбида. Модуль упругости материалов первого кольца $E_1 = (5 \div 15) 10^4$ кгс/см², второго $E_2 =$

$= (1 \div 7) 10^6$ кгс/см². Так как уплотнительные поверхности колец всегда имеют очень высокое качество обработки $R_a = 0,015 \div 0,5$ мкм и коэффициент полноты $K \geq 0,67$, то первое кольцо деформируется значительно больше второго в зависимости от соотношения E_2/E_1 . На основании этого можно полагать, что уплотнительные поверхности под нагрузкой выглядят скорее как поверхность озера или как архипелаг островов, т. е. пу-

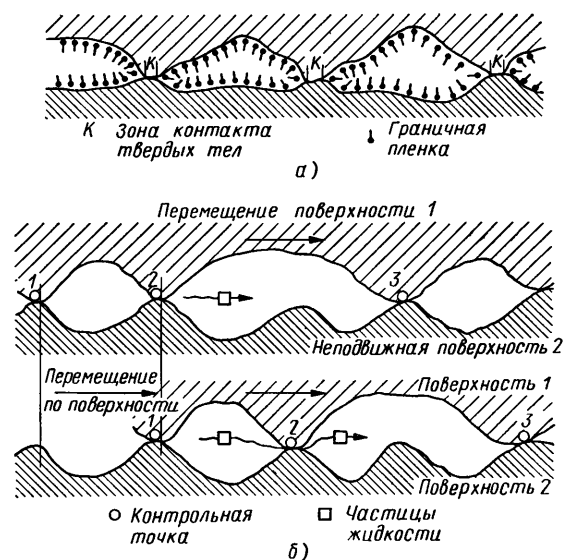


Рис. 61. Перемещение жидкости в подвижных контактных уплотнениях:

a — эскиз к граничному трению [37] и [123]; *б* — схема циркуляционного течения жидкости [177]

стыты, находящиеся между плоскими поверхностями в исключительных случаях, соединяются одна с другой.

Согласно исследованиям Бодена, Тора [37] и Хольма [123], подобные углубления, разграниченные барьерами из твердого вещества, имеют место в режиме граничного трения (рис. 61, *a*). Можно представить, что в процессе вращения одного кольца жидкость транспортируется от одной пустоты к другой, подобно тому как это происходит при работе вращающейся двери или дозировочной машины (рис. 61, *б*), пока частицы жидкости не выйдут за границы зазора. Таким образом, в этом режиме остается не доказанным влияние вязкости. До тех пор, пока приток и отток жидкости уравновешены, давления в зазоре нет.

При равномерной шероховатости уплотнительных поверхностей утечка при циркуляционном течении не зависит от ширины контактной поверхности, но в значительной степени определяется

глубиной микронеровностей, контактным давлением, скоростью скольжения, величиной и направлением действия центробежных сил. Кроме того, можно предположить, что на утечку должно оказывать влияние поперечное сечение каналов притока и оттока по уплотнительным кольцам, поскольку поперечное сечение канала оттока по уплотнительной поверхности в уплотнении наружного вращения увеличивается (течение происходит в направлении действия центробежной силы от диаметра d к диаметру D), а в уплотнении внутреннего вращения — сужается (течение происходит против действия центробежной силы от диаметра D к диаметру d).

Если предположить только чисто упругую деформацию зон контакта поверхностей скольжения, то согласно исследованиям Шаллмаха [249] можно теоретически и экспериментально доказать, что действительная плоскость контакта F_w между двумя различными упругими материалами определяется зависимостью

$$F_w = C p_g^{2/3},$$

где C — константа упругости.

При исследованиях применяли пару материалов: резина/стекло ($E_1 \approx (2 \div 5) 10^2$ кгс/см²; $E_2 \approx (4 \div 10) 10^5$ кгс/см²; $E_2/E_1 \approx 2000$). Эта простая формула соответствует содержащемуся в теории Герца решению задачи о прижатии плоской и выпуклой или двух выпуклых поверхностей:

$$r_w = C (P_g/E)^{2/3},$$

где C — постоянная деформации.

При нагружении контактных поверхностей объем пустот между микронеровностями уменьшается за счет трехмерного изменения линейного размера l по закону

$$V \approx Cl^3,$$

где C — постоянная.

Согласно теории циркуляционного течения следовало бы получить зависимость $Q \approx CV$. Если в первом приближении l обратно пропорционально F_w , то из ранее найденного соотношения для области упругой деформации следует, что $l \approx C/p_g^{2/3}$, при этом $Q \approx C/p_g^2$.

Денни [61] при испытании сальниковых уплотнений вращающихся валов в случае применения плетеной набивки из хлопчатобумажной ткани, пропитанной ПТФ, для диапазона пластической деформации пришел к тому же соотношению $Q \approx C/p_g^2$. Затем оно было подтверждено Денни и Турбуллем [62] при исследованиях сальниковых набивок из различных материалов. Таким образом, зависимость $Q \approx C/p_g^2$, полученная для диапазона упругих деформаций, действительна также для пластических деформаций. В итоге исследования торцовых уплотнений должны были бы привести к аналогичному соотношению для гра-

ничного трения. Кроме того, согласно теории циркуляционного течения жидкости при неподвижном уплотнении утечка $Q \approx 0$.

Резюмируя сказанное, можно сформулировать следующие требования для обеспечения циркуляционного течения жидкости и возникающих при этом утечках, которые более подробно описаны в разделе 4.9.1.2:

- 1) отсутствие поддающегося определению влияния вязкости;
- 2) отсутствие поддающегося измерению давления в зазоре;
- 3) отсутствие влияния ширины уплотнения;
- 4) сильное влияние шероховатости;
- 5) примерно квадратичная зависимость от контактного давления;
- 6) влияние центробежной силы и поперечного сечения стока;
- 7) влияние скорости скольжения.

4.9.1.2. Результаты исследований

Ниже приведено экспериментальное доказательство теоретическим распределениям, изложенным в предыдущем разделе.

1. **Влияние вязкости.** Обширные исследования торцовых уплотнений внутренней и наружной схемы были проведены Майером [177, 178, 180] при герметизации воды, дизельного топлива и масла «мобил-ойл-арктик».

В табл. 9 представлены значения динамической вязкости и плотности испытываемой среды при различных температурах.

Таблица 9

Значения динамической вязкости η (в кгс·с/м²) и плотности ν (в г/см³) жидкостей при различных температурах

Жидкость	20° C		50° C	
	η	ν	η	ν
Вода	$10,2 \cdot 10^{-5}$	0,998	$5,5 \cdot 10^{-5}$	0,988
Дизельное топливо	$2,72 \cdot 10^{-4}$	0,825	$1,48 \cdot 10^{-4}$	0,804
Масло «мобил-ойл-арктик»	$15,6 \cdot 10^{-3}$	0,88	$3,25 \cdot 10^{-3}$	0,86
Жидкость	100° C		150° C	
	η	ν	η	ν
Вода	$2,88 \cdot 10^{-5}$	0,958	—	0,917
Дизельное топливо	$0,6 \cdot 10^{-4}$	0,769	$0,3 \cdot 10^{-4}$	0,734
Масло «мобил-ойл-арктик»	$0,704 \cdot 10^{-3}$	0,825	$0,282 \cdot 10^{-3}$	0,79

Вязкости отдельных испытуемых жидкостей различались приблизительно на один порядок. На рис. 62 представлены результаты исследований уплотнений наружной схемы, а в табл. 10 — внутренней.

Все измерения были проведены после длительного периода приработки (до 100 ч), во время которой поверхность скольжения, изнашиваясь, могли вновь образовать плоскопараллельный зазор. Доказать влияние вязкости на величину утечки было невозможно. Этот факт был подтвержден Максом [173] при исследованиях торцовых уплотнений, проведенных независимо от Майера. Результаты исследований (рис. 62 и табл. 10) показывают, кроме того, что измеренные утечки снижаются по мере повышения температуры в уплотнительном зазоре и уменьшения температуры испарения уплотняемой жидкости, поскольку газообразную утечку техническими средствами измерить невозможно.

2. Давление в зазоре. Для рассматриваемой области применения действительные ограничения, соответствующие зоне X (см. рис. 60), а, кроме того, деформация $s_{\max} \leq 0,6$ мкм на 1 см диаметра D . В этом случае $p_{sp} \approx 0$. На диаметре входа жидкости давление падает на неподдающуюся измерению величину в несколько десятых долей атмосферного давления.

3. Влияние ширины уплотнения. При плоскопараллельном уплотнительном зазоре согласно исследованиям Майера [177, 182], ширина контакта уплотнения b не оказывает влияния на герметичность (рис. 63). Такие же результаты получены Швайгерером и Зойфертом [256] для неподвижных металлических прокладок. На практике ширину контакта уплотнения выбирают только с точки зрения прочности и технологичности. В некоторых случаях предусматривают постепенное увеличение сечения с припуском на величину осевого износа a . На рис. 64 показано торцовое уплотнение, у которого ширина уплотнения b увеличивается от диаметра d_m к диаметрам d и D , так что на стадии приработки (рис. 64, а) имеет место линейный контакт, характеризующийся высоким давлением p_g . В процессе прогрессирующего износа ширина уплотнения увеличивается (рис. 64, б и в), в то время как удельное давление уменьшается.

4. Влияние шероховатости. Используя формулу (44) для определения расстояния между серединами микронеровностей h Майер [177, 178, 183] доказал квадратичную зависимость утечки Q от величины h . На рис. 65 показана область, охватывающая давление от $p_1 = 56$ кгс/см². Величина h с ростом нагрузки меняется незначительно или остается постоянной. Квадратичный характер зависимости от h можно видеть также на рис. 61 и 63.

5. Влияние контактного давления. Влияние нагрузки на деформацию микронеровностей, теоретически и экспериментально доказанное Шалламахом, подтверждено автором для торцовых уплотнений (рис. 66), Денни и Турнбуллем для мягких набивок

Результаты определения коэффициента зазора S для вращающихся нагруженных торцовых уплотнений внутренней схемы

Пара материалов	Среда	h , мкм	p_g , кгс/см ²	d_E , см	Q , см ³ /мин	S , кгс/(см ² ·с)
Pre/GG	Вода	0,65	13,2	4,0	0	—
Pre/GG		0,85	13,2	4,0	0	—
Pre/GG		1,1	9,3	3,5	0	—
Pre/GG		1,4	9,3	3,5	0	—
Pre/GG		2,3	6,5	3,6	0	—
Pre/GG		5,7	9,3	3,5	0	—
Ko/RG		6,1	13,2	4,0	0	—
Ko/Ha		13,3	13,2	4,0	0,01	$0,265 \cdot 10^3$
Ko/Ha		7,5	9,3	3,5	0,01	$0,47 \cdot 10^3$
Ko/RG		5,5	6,5	3,6	0,02	$0,92 \cdot 10^3$
Pre/Na		10,0	6,75	3,2	0,09	$1,33 \cdot 10^3$
Pre/Na		6,7	6,5	3,6	0,06	$1,64 \cdot 10^3$
Pre/RG		20,0	6,75	3,2	0,4	$2,27 \cdot 10^3$
Pre/RG		50	13,2	4,0	1,3	$2,47 \cdot 10^3$
Pre/GG	Дизельное топливо	1,4	6,5	3,6	0,0008	$0,515 \cdot 10^3$
Pre/GG		1,0	9,3	3,5	0,0002	$0,525 \cdot 10^3$
Ko/RG		2,7	9,3	3,5	0,0025	$1,0 \cdot 10^3$
Pre/GG		1,8	6,5	3,6	0,0027	$1,17 \cdot 10^3$
Ko/Ha		0,5	13,2	4,0	0,00007	$1,29 \cdot 10^3$
Pre/GG		0,8	13,2	4,0	0,00021	$1,43 \cdot 10^3$
Pre/Na		1,0	13,2	4,0	0,0005	$2,32 \cdot 10^3$
Pre/Na		1,0	6,75	3,2	0,0016	$2,4 \cdot 10^3$
Ko/RG		3,3	9,3	3,5	0,01	$2,42 \cdot 10^3$
Pre/Na		2,2	6,75	3,2	0,008	$2,5 \cdot 10^3$
Ko/Ha		0,9	13,2	4,0	0,00046	$2,62 \cdot 10^3$
Pre/GG		2,0	13,2	4,0	0,0023	$2,65 \cdot 10^3$
Ko/Ha		2,5	9,3	3,5	0,0064	$2,67 \cdot 10^3$
Ko/RG		3,2	9,3	3,5	0,0105	$2,69 \cdot 10^3$
Pre/GG	1,2	13,2	4,0	0,00084	$2,7 \cdot 10^3$	
Pre/RG	31,5	9,3	3,5	1,0	$2,7 \cdot 10^3$	
Pre/GG	Масло «мобил-ойл-арктик»	1,3	9,3	3,5	0,0009	$1,41 \cdot 10^3$
Ko/Na		2,0	9,3	3,5	0,0025	$1,67 \cdot 10^3$
Ko/RG		2,1	13,2	4,0	0,0018	$2,1 \cdot 10^3$
Pre/Na		2,3	13,2	4,0	0,0028	$2,45 \cdot 10^3$
Ko/Na		1,2	9,3	3,5	0,0014	$2,52 \cdot 10^3$
Ko/Na		0,5	6,75	3,2	0,00043	$2,62 \cdot 10^3$
Pre/Na		5,0	6,75	3,2	0,043	$2,62 \cdot 10^3$
Pre/Na		9,5	13,2	4,0	0,052	$2,64 \cdot 10^3$
Ko/RG		1,0	6,75	3,2	0,00175	$2,65 \cdot 10^3$
Ko/RG		3,1	13,2	4,0	0,0055	$2,7 \cdot 10^3$
Pre/RG		4,8	6,5	3,6	0,051	$2,71 \cdot 10^3$
Ko/RG		2,0	6,75	3,2	0,0072	$2,72 \cdot 10^3$

Примечание: $v_g = 2,7$ м/сек; $p_1 = 5$ кгс/см², течение от диаметра D к диаметру d .

сальников. Утечка Q оказалась обратно пропорциональной квадрату контактного давления. Расширенные исследования [183] показали, что это соотношение характерно для всей зоны X (см. рис. 60), а также при соотношении модулей контактных поверхностей в пределах $E_2/E_1 \approx 1 \div 2000$. Соотношение $Qp_g^2 = \text{const}$ подтверждено, кроме того Ингелькингом и Кейсом [78]

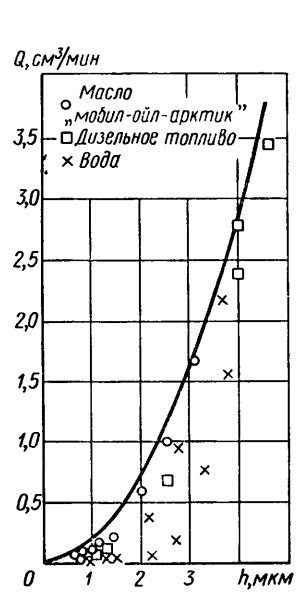


Рис. 62. Влияние расстояния между серединами микронеровностей h и различных уплотняемых сред на величину утечки Q (кривая вычерчена для случая, когда $S = 3,3 \cdot 10^5$ кгс/(см²·с); $v_g = 5$ м/с; $p_g = 10$ кгс/см²; $p_1 = 5$ кгс/см²; $d_E = 6,1$ см)

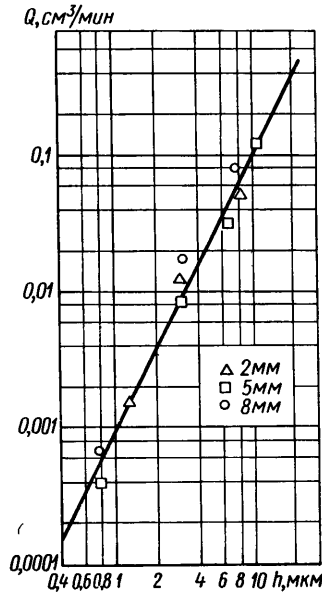


Рис. 63. Влияние ширины уплотнения b при различном расстоянии между серединами микронеровностей h на величину утечки Q (дизельное топливо; $p_1 = 5$ кгс/см²; $p_g = 9,3$ кгс/см²; $D_W = 2,5$ см, направление течения — от диаметра D к диаметру d)

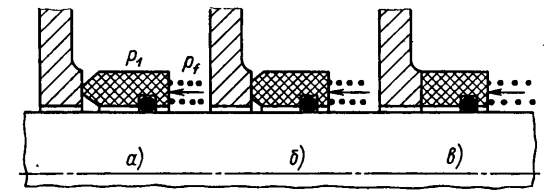
для торцовых уплотнений, защищающих от грязи роликовые подшипники в автомобилях повышенной проходимости, а также Инглишем [80] при исследовании поршневых колец.

6. Влияние центробежной силы и поперечного сечения стока.

В торцовом уплотнении влияние этих двух факторов взаимное. Если, например, для вращающегося уплотнения наружной схемы (см. рис. 16, а) центробежное давление положительное, так как утечка направлена от внутреннего диаметра d к диаметру D , то поперечное сечение потока утечки увеличивается, поскольку диаметр d является для нее входным. Во вращающемся уплот-

Рис. 64. Уплотнение с изменяющимся поперечным сечением:

а — монтажное положение $p_g \approx 5 (kp_1 + p_f)$; б — режим приработки $p_g \approx 2 (kp_1 + p_f)$; в — установившийся режим эксплуатации $p_g = kp_1 + p_f$



нении внутренней схемы (рис. 19) центробежное давление противодействует утечке, при этом одновременно сужается зазор.

Если жидкость у диаметра D входит, а у диаметра d выходит, то согласно предположениям теории циркуляционного течения при неизменных условиях работы в этом случае утечка Q должна бы быть значительно меньше, чем в первом. Майеру [177] удалось доказать, что соотношение утечек примерно равно 1 : 10 при постоянных параметрах уплотнений.

7. Влияние скорости скольжения. Согласно теоретическим положениям торцовое уплотнение в неподвижном состоянии должно почти полностью обеспечивать герметичность, однако с ростом скорости скольжения утечки возрастают. В табл. 11

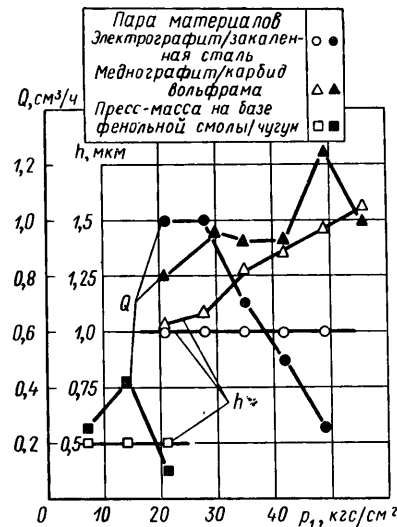


Рис. 65. Взаимосвязь между утечкой Q и расстоянием между серединами микронеровностей h поверхности в нагруженном торцовом уплотнении внутренней схемы ($k = 1,15$; направление течения — от диаметра D к диаметру d ; керосин; $v_g = 9$ м/с; $b = 0,475$ см; $d_E = 5,4$ см)

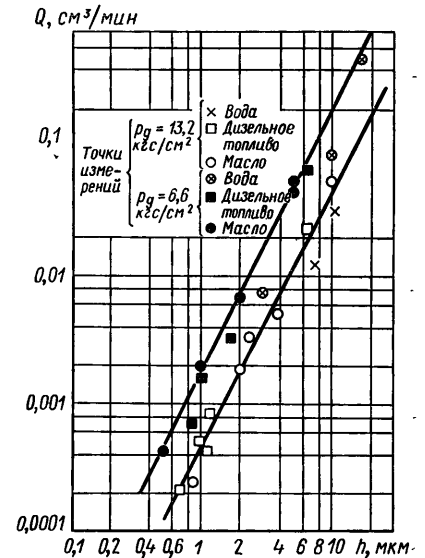


Рис. 66. Влияние контактного давления p_g на утечку Q при различной величине зазора h и различной уплотняемой среде ($p_1 = 5$ кгс/см²; $D_W = 2,5$ см; направление течения — от диаметра D к диаметру d)

Таблица 11

Влияние скорости скольжения v_g на величину утечки Q

№	v_g , м/с	Q , см ³ /ч	Q_2/Q_1	Условия
1	0	0,15	} 600	$p_1 = 50$ кгс/см ² ; масло; $k = 0,82$; стеллит/антрацит; сильное тепловое коробление
2	5	90		
3	10	350		
4	0	0,45	} 82	$p_1 = 50$ кгс/см ² ; масло; $k = 0,82$; уголь/окисел металла
5	5	37		
6	10	198		
7	0	0,3	} 96	$p_1 = 17,5$ кгс/см ² ; масло; $k = 1$; углеграфит/карбид металла
8	5	12,5		
9	10	37,5		
10	0	0,038	} 120	$p_1 = 50$ кгс/см ² ; масло; $k = 1$; углеграфит/карбид металла
11	5	4,6		
12	10	21		
13	0	0,2	} 128	$p_1 = 35$ кгс/см ² ; дизельное масло; $k = 0,8$; стеллит/уголь, пропитанный медью
14	5,5	25,5		
15	10	130		

приведены значения утечки Q в торцовых уплотнениях при различных нагрузках и трех скоростях скольжения. Утечки при $v_g = 0$ и при $v_g = 5$ м/с находятся в соотношении 1 : 100, а соотношение между утечками при $v_g = 5$ м/с и при $v_g = 10$ м/с равно 1 : 4,5.

С учетом всех отдельно приведенных факторов Майером [180, 190] получена формула утечки в условиях граничного трения:

$$Q = \frac{\pi d_E (p_1 - p_2) h^2 S}{p_d^2}, \quad (47)$$

причем коэффициент зазора S является функцией скорости скольжения, давления, обусловленного центробежными силами, и поперечного сечения тракта утечки.

Для торцового уплотнения внутренней схемы, у которого утечка направлена от наружного диаметра D к внутреннему d , на основании большого числа результатов испытаний и наблюдений в эксплуатации получен средний коэффициент зазора S , зависимость которого показана на рис. 67 [180]. Величина S с ростом скорости скольжения резко возрастает и при большой скорости v_g имеет асимптотический характер.

Уравнение утечки для граничного трения (47) было тщательно проверено автором в течение почти двух десятилетий при следующих условиях испытаний.

Вязкость η , кгс·с/см ²	(0,5—500) 10 ⁻⁶
Ширина уплотнения b , см	0,05—1,5
Уплотнительный зазор h , мкм	0,3—50
Контактное давление p_g , кгс/см ²	1,5—200
Скорость скольжения v_g , м/с	0—105
Коэффициент нагрузки p_g/p_1	0,55—4

При этом были использованы сотни пар материалов со следующими механическими характеристиками, представляющими интерес, в указанной связи.

Модуль упругости E , кгс/см ²	10 000—7 000 000
Отношение E_2/E_1	1—2 000
Твердость H	от 100° по Шору (шкала А) до 92 HRA

Результаты расчета по уравнению (47) очень хорошо согласуются с опытными данными.

На одном из крупных американских предприятий химической промышленности было проведено сравнение измеренных утечек из торцовых уплотнений различных размеров, работающих в самых разнообразных средах в различных условиях, с рассчитанными по формуле (47) и установлено очень хорошее совпадение результатов. Эту формулу в течение многих лет автор применял с большим успехом для расчета утечки и ее гарантированных значений.

В некоторых более поздних исследованиях [402, 405, 408, 409] при расчете утечек через торцовые уплотнения рассматривали многочисленные гидродинамические параметры, вибрацию, кавитацию и т. д. Необходимо указать на то, что при оценке результатов очевидно были упущены или неверно истолкованы еще большее число побочных факторов.

Для торцовых уплотнений вопрос о материалах трущихся поверхностей имеет решающее значение. При этом необходимо избегать механического и теплового коробления уплотнительных поверхностей, а также вибрации уплотнительных колец при недостаточной жесткости кольцевых опор или вследствие нецелесообразного приложения сил от кольцевых уплотнений, стопорного штифта и

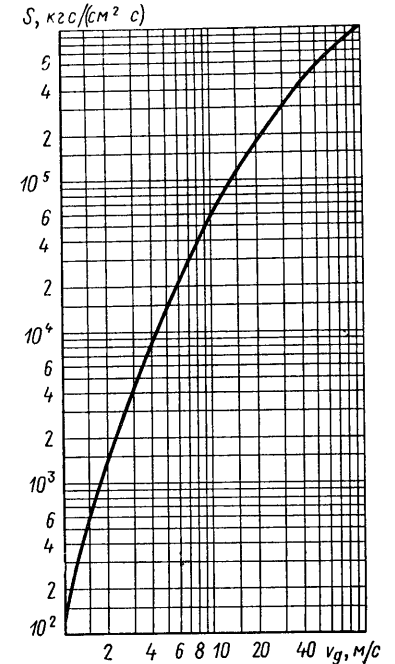


Рис. 67. Изменение среднего коэффициента зазора S в торцовом уплотнении внутренней схемы в зависимости от скорости скольжения v_g (направление утечки — от диаметра D к диаметру d)

т. д. Кроме того, ввиду очень высокой износостойкости некоторых материалов, необходимо значительно удлинить период их приработки.

В нагруженном торцовом уплотнении (см. рис. 238, раздел 9.8.1.3) с помощью измерительного устройства (рис. 68) при постоянных эксплуатационных условиях была определена утечка у же со стороны входа.

Продолжительность работы, ч	10	168	260	1650
Утечка Q , см ³ /ч	3,87	1,52	1	0,6
Высота зазора h по формуле (47), мкм	0,63	0,4	0,32	0,25

В этом случае весьма заметна взаимная приработка трущихся поверхностей, хотя при двусторонней упругой установке контр-

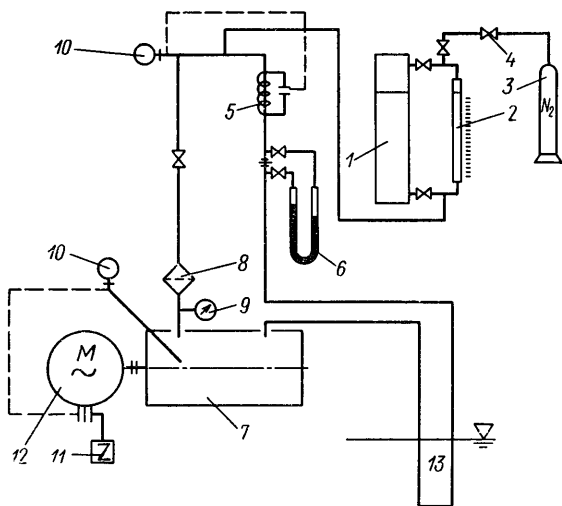


Рис. 68. Схема установки фирмы «Хальберг» для измерения утечки в торцовых уплотнениях ($d_E = 9,8$ см; $p_1 = 8$ кгс/см²; $n = 2960$ об/мин; $v_g = 14,3$ м/с; $t = 52 \div 80^\circ$ С; $k = 1,12$; карбид вольфрама по твердому углю):

- 1 — запасная емкость; 2 — мерные трубки; 3 — ресивер; 4 — редукционный клапан; 5 — нагреватель; 6 — расходомер; 7 — приспособление со смонтированным в нем уплотнением; 8 — магнитный фильтр; 9 — манометр; 10 — термометр; 11 — счетчик времени; 12 — привод; 13 — охладитель

кольца уже исключаются механические и тепловые деформации корпуса. После 1650 ч работы среднеарифметическая высота микронеровностей для угля $R_{a1} = 0,45$ мкм, а для твердых металлических колец $R_{a2} = 0,13$ мкм. При этом величина уплотнительного зазора $h = 0,29$ мкм согласно формуле (42) и $h = 0,28$ мкм по формуле (44), так что с весьма высокой точностью эти величины соответствуют значению $h = 0,25$ мкм, полученному по формуле (47). Указания в отношении точности определения утечек в условиях граничного трения по формуле (47) приведены ниже (см. раздел 9.8.1.3, рис. 237 и табл. 31), где рассмотрены результаты наблюдения за утечкой тяжелой воды в течение длительного времени, а также износа и высоты микронеровностей.

В реальных условиях при чистой перекачиваемой среде и соответствующем подборе пары материалов средняя высота уплотнительного зазора $h = 0,25 \div 1,5$ мкм.

В одной из самых крупных в Европе фирм по производству торцовых уплотнений, где работает автор, для расчета гарантированных значений утечки в условиях граничного трения в течение многих лет использовали формулу (47), причем результаты расчета имеют хорошую сходимость с фактическими данными (см. раздел 9.8).

Пример 13. Определить часовую утечку Q при вращающемся торцовом уплотнении внутренней схемы со следующими параметрами.

Коэффициент нагрузки p_g/p_1	0,85
Диаметр на входе жидкости d_E , см	10
Скорость скольжения v_g , м/с	7,5
Уплотняемая среда	Дизельное топливо
Давление p_1 , кгс/см ²	35
Высота микронеровностей трущихся поверхностей, мкм.	
R_{a1}	0,8
$R_{max 1}$	1,1
R_{a2}	1,0
$R_{max 2}$	1,3

Согласно формуле (44) высота зазора между микронеровностями $h = 1,6$ мкм. Из рис. 67 для $v_g = 7,5$ м/с видно, что коэффициент зазора $S \approx 3,5 \cdot 10^4$ кгс/(см² · с). Отсюда по формуле (47) часовая утечка $Q \approx 4$ см³/ч.

4.9.2. Утечки при смешанном трении

При переходе через границу зоны X (см. рис. 60), а это возможно при $s > s_{max} = 0,6$ мкм на 1 см диаметра D , можно ожидать возникновения давления в зазоре p_{Sp} . Если удастся с достаточной точностью вычислить остаточное контактное давление p_g , при котором определено общее коробление s и на основании износа A выявлена новая контактная линия по диаметру d_E , ограничиваемая гидростатической нагрузкой (см. рис. 51), то в первом приближении можно рассчитать утечку по формуле (47). Однако при остаточном значении соотношения p_g/p_1 высота зазора h должна находиться в допустимых пределах, соответствующих зоне X .

При деформации колец, показанных на рис. 69, а и б, утечка уменьшалась бы вплоть до восстановления плоскопараллельной формы зазора (рис. 69, в), однако уже при работе уплотнения в зоне Y или Z поверхности разделены более или менее целостной пленкой жидкости. Высота уплотнительного зазора равна $h + h_0$, причем толщина слоя смазки $h_0 \neq const$ и может зависеть от величины η , v_g , p_g и b . В обычных условиях зазор торцового уплотнения является плоскопараллельным, при котором согласно гидродинамической теории не возникает дополнительного давления. Поэтому следует считать, что в зазоре действует только гидростатическое давление, возникающее вследствие утечки в направлении перепада давления $p_1 > p_2$.

В процессе работы скользят поверхности искривляются при механическом и термическом воздействии, поэтому при вращении может образоваться сужающийся зазор, что приведет к возникновению гидродинамического давления. В результате

проведенных наблюдений установлено, например, что уплотнительные кольца из пропитанного металлом угля или пористых материалов с несообщающимися пустотами работают с низким коэффициентом трения, но с большими утечками [132, 276].

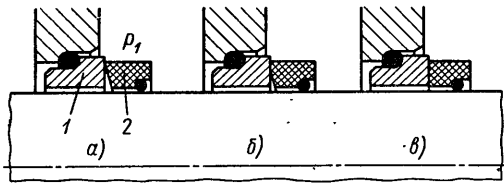


Рис. 69. Поверхности контакта в процессе приработки:
 а — начальный контакт по диаметру D (высокое контактное давление); б — увеличение площади контакта вследствие износа; в — восстановление плоскопараллельного зазора ($p_g = \text{const}$); 1 — металлическое кольцо; 2 — угольное кольцо

В первом случае из-за различия коэффициентов линейного расширения при разных коэффициентах теплопроводности (их соотношение может быть равно 1 : 10) может произойти тепловая деформация. Во втором случае наличие пор вызвало образование так называемых чаш смазки с охлажденными и поэтому выровненными периферийными зонами. В обоих случаях в зазоре могут возникать местные ограниченные участки смазки, находящиеся под давлением.

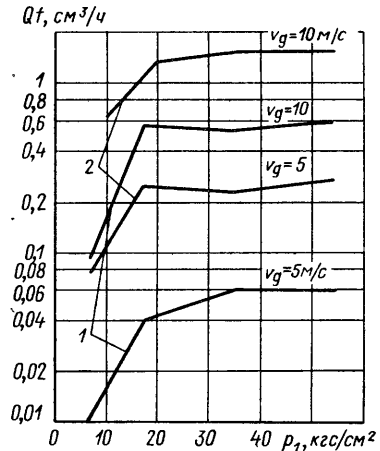


Рис. 70. Зависимость между утечкой Q и коэффициентом трения f при режиме смешанного трения (масло; $k = 0,8$):

1 — закаленная сталь / пропитанный металлом уголь
 2 — стеллит / пропитанный металлом уголь

Величина утечки зависит от нагрузки и в большинстве случаев невозможно точное ее определение вследствие различия материалов и коробления [33]. Однако автором выявлена интересная связь между утечкой и коэффициентом трения (рис. 70 и 71), заключающаяся в том, что произведения Qf и окружные скорости одинаковых пар материалов равны. Можно предположить, что на значения, полученные для $p_1 = 7$ кгс/см² (рис. 71),

большое влияние оказало значительное давление пружины p_f , а также режим граничного трения.

Если коробление от механического и теплового воздействия поддается определению, например, путем измерения усадки канавки, то утечку можно рассчитать более точно. Подобные гидродинамические уплотнения были исследованы Майером [183, 193]. Для случая, когда интенсивность образования и число каналов смазки еще недостаточны и уплотнение работает в режиме смешанного трения, выведена следующая эмпирическая формула, хорошо согласующаяся с результатами измерений,

$$Q = \frac{C_2 \pi d_E (p_1 - p_2) \eta \sqrt{v_g b}}{p_g^2} \quad (48)$$

В следующих разделах отдельно будут рассмотрены факторы, влияющие на утечку. Однако во избежание неправильных выводов влияние таких факторов, как режим трения, утечка и износ, необходимо всегда рассматривать в совокупности. Причем необходимо также принимать во внимание непрерывность работы уплотнения.

4.9.3. Утечки при жидкостном трении

В режиме жидкостного трения в идеальном случае предполагают полное отсутствие контакта между скользящими поверхностями, разделенными одна от другой слоем масляной пленки. Некоторые авторы [70, 91, 271] указывают, что для упорных подшипников диаметром от 6 см, которые работают в режиме гидродинамической смазки, наименьшая допустимая толщина смазочной пленки $h_0 = 3 \div 10$ мкм. При меньших значениях этой величины необходимо учитывать частичное влияние контакта твердых тел. В частности, нижняя граница h_0 для этого диаметра хорошо совпадает с полученной автором средней максимальной допустимой деформацией $s_{\text{max}} = 0,6 \cdot 6 = 3,6$ мкм.

При чисто гидродинамическом трении износостойкостью трущихся материалов не имеет значения. Согласно исследованиям Хонольда [126] (см. раздел 9.8) гидродинамические уплотнения работают с большими утечками при эффективном зазоре $h_0 = 10 \div 30$ мкм. Для этих уплотнений утечка может быть рассчитана в первом приближении по формуле (19).

При возникновении контакта поверхностей, которые часто покрыты защитным слоем, стойким к коррозии и эрозии, уплотнения обычно немедленно выходят из строя. Поэтому для торцового уплотнения необходимо выбирать износостойкие пары материалов, обладающие хорошими противозадирными свойствами. Трутновски [287], Кампс [140] и Майер [182, 190, 191] в своих исследованиях показали, что в обычных торцовых уплотнениях

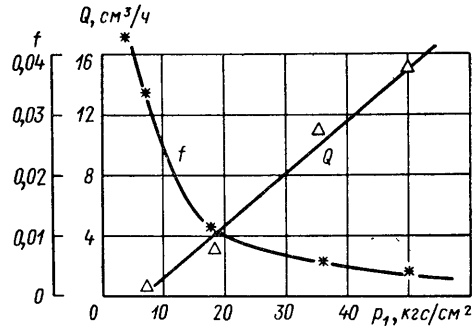


Рис. 71. Результаты измерений утечек Q и соответствующих им коэффициентов трения f в разгруженном торцовом уплотнении (сталь/пропитанный металлом уголь; $k = 0,8$; масло; $v_g = 5$ м/с)

полного отсутствия контакта почти не бывает. Этот режим обуславливает прежде всего очень большую утечку, а при разгрузке появляется опасность потери уплотнением своей функциональной способности в результате раскрытия стыка уплотнительных поверхностей.

Для успешной работы торцового уплотнения в гидродинамическом режиме необходимо обеспечить требуемые для этого режима условия, которые могут быть созданы в гидродинамическом, гидростатическом и гидродинамически-гидростатическом уплотнениях при правильно выбранных размерах и материалах. В этом уплотнении в соответствии с формулой (19) можно считать справедливым предположение о ламинарном течении в зазоре. Для упорного подшипника Фогельполь [290] получил выражение для определения толщины слоя смазки:

$$h_0^2 = C \frac{v_g \eta b}{p_g}, \quad (49)$$

где величина C зависит от конструктивных размеров. Если значение h , найденное по формуле (49), подставить в уравнение (19), то получим формулу утечки при гидродинамическом трении:

$$Q = C_3 \pi d_E (p_1 - p_2) \sqrt{\eta b v_g^3 / p_g^3}. \quad (50)$$

Коэффициент потока C_3 частично учитывает влияние кромки в торцовом уплотнении и может изменяться в больших пределах.

4.9.3.1. Гидродинамические торцовые уплотнения

Границы применимости разгруженных и нагруженных торцовых уплотнений получены из условий надежности, тепловыделения и износа, определяемых стабильностью масляной пленки в зазоре. Опасность разрушения этой пленки наступает при высоком давлении, а также при выделении теплоты в процессе трения.

Стандартные торцовые уплотнения работают преимущественно в условиях граничного трения с коэффициентом трения $f = 0,07 \pm 0,03$. Вследствие большого количества теплоты, выделяемой при трении, нельзя, чтобы произведение внутреннего давления на окружную скорость превышало $p_1 v_g = 600 \div 800 \text{ кгс} \cdot \text{м} / (\text{с} \cdot \text{м}^2)$, даже для материалов с оптимальным коэффициентом теплопроводности и при интенсивном охлаждении трущихся поверхностей. Ширина b не влияет на величину утечки в торцовом уплотнении до тех пор, пока деформация от механической и тепловой нагрузки невелика и ею можно пренебречь.

Уменьшая коэффициент нагрузки k , например, до значения $k < 0,6$ (в целях снижения удельного давления и теплообразования), нельзя решить данную проблему, поскольку увеличивается опасность резкого возрастания утечки, а при определен-

ных обстоятельствах возможна полная потеря контакта уплотнительных поверхностей. Кроме того, это может привести к эрозионному износу материала уплотнительных поверхностей.

Гидродинамический эффект, обусловленный выбором материала и условиями работы. Готовые уплотнительные поверхности обычно имеют среднюю высоту микронеровностей $R_a = 0,015 \div 0,5 \text{ мкм}$ и неплоскостность, определяемую одной световой полосой гелия на 25 мм наружного диаметра уплотнительного кольца (одна световая полоса гелия равна 0,29 мкм). В неоднородных материалах во время эксплуатации появляются микро-

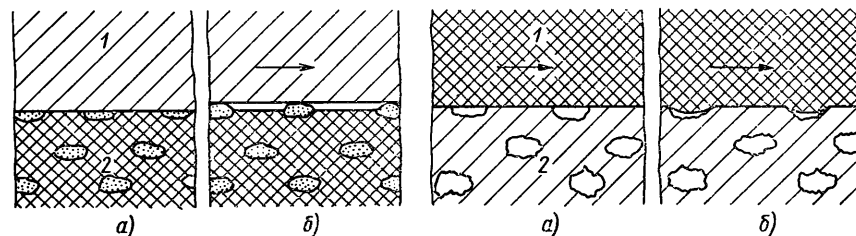


Рис. 72. Эскиз пары материалов уплотнительных колец (металл/пропитанный металлом уголь):

a — перед началом работы в покое; b — в рабочем состоянии при вращении; 1 — металлическое кольцо; 2 — пропитанный металлом уголь

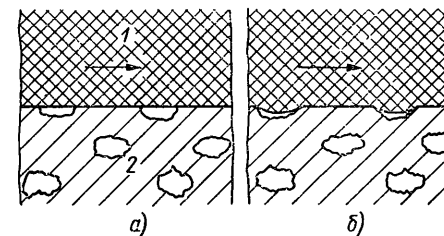


Рис. 73. Эскиз пары материалов уплотнительных колец (уголь/керамика при смазке водой) при различном прижимном усилии p_g :

a — $p_g = 7 \text{ кгс/см}^2$; b — $p_g = 25 \text{ кгс/см}^2$; 1 — уголь; 2 — керамика

неровности, обусловленные различиями коэффициентов теплопроводности, линейного расширения, а также различиями тепловыделения при трении [96].

На рис. 72 показана пара материалов уплотнительных колец из металла и пропитанного металлом угля в состоянии покоя (рис. 72, a) и при вращении (рис. 72, b). Отдельные точки контакта при нагреве расширяются, и образуется небольшой масляный клин (см. рис. 72, b). Возникающее в зазоре давление уменьшает трение торцовых уплотнительных поверхностей. Этот термогидродинамический эффект впервые был обнаружен Майером [177] при измерении давления в зазоре через отверстия в нагруженном торцовом уплотнении. При исследовании использовали пару материалов уплотнительных колец свинцовистую бронзу/пропитанный искусственной смолой уголь (более подробно см. раздел 4.8). При применении легких пористых материалов, например керамики (см. рис. 73), также возникает гидродинамический эффект.

Есть предположение, что разрозненные поры не соединяются одна с другой, поскольку иначе невозможно объяснить возникновение давления.

В углублениях, остающихся от пор, также образуется местная граничная смазочная пленка и поле давления (рис. 73, a).

С повышением удельного давления p_g противолежащая угольная поверхность кольца вследствие низкого модуля упругости вдавливается в эти поры (рис. 73, б) и вытесняет из них жидкость. При высокой нагрузке частички угля срезаются, и происходит повышенный износ. При паре материалов уголь/керамика почти всегда можно наблюдать намазывание угля на керамическое кольцо, а при удельном давлении $p_g > 20$ кгс/см² — сильный износ.

На другие возможности конструирования гидродинамических торцовых уплотнений с пористой хромированной поверхностью указывает Лох [165]. Сначала медное кольцо покрывают слоем никеля толщиной около 20 мкм, а затем торец — слоем пористого хрома толщиной 0,3—0,4 мкм, который подвергают специальному травлению. В результате образуется сетка с ячейками размером 0,5—1 мм. При трении мельчайших площадок, отделенных одна от другой порами, о поверхность пропитанного металлом угля возникает эффект гидродинамического подпора, разгружающего уплотнение от усилия осевого сжатия. По сообщению Лоха получены удовлетворительные результаты герметизации воды сильно разгруженным торцовым уплотнением при $k = 0,65 \div 0,735$. Однако при высоком удельном давлении необходимо учитывать быстрый износ.

Термогидродинамический эффект зависит от достаточного перепада температур. Жидкости с хорошей теплоотдачей, как, например, вода, способствуют его проявлению. Известно, что пара уголь/свинцовистая бронза при низком давлении и смазке водой работает хорошо, в то время как эта же пара при применении углеводорода быстро выходит из строя. Даже в случае использования наиболее пригодных для этого материалов с термогидродинамическим эффектом и интенсивным охлаждением нельзя превышать величину $p_1 v_g = 1000$ кгс·м/(см²·с).

Гидродинамический эффект, обусловленный конструкцией уплотнения. Как уже упоминалось, даже оптимальные пары материалов уплотнительных колец, выбранные с учетом коэффициентов трения и теплопроводности, предельной рабочей температуры и противозадирных свойств, а также с учетом возможностей охлаждения, не могут быть надежными при очень высоких давлениях и окружной скорости вследствие выделения большого количества теплоты трения. Только существенно снизив теплоту, выделяющуюся при трении торцовых поверхностей, можно добиться успеха.

Различные конструкции уплотнений такого рода описаны Мюллером [206] и Вилимом [289]. Интересные результаты исследований уплотнений с радиальными канавками (рис. 74, а), у которых заметно уменьшение износа и потерь на трение, приведены Майером [183, 185]. Недостатком этой конструкции является неудовлетворительная циркуляция жидкости и, следовательно, плохое охлаждение кромок канавок. Частицы грязи,

остающиеся в канавках, могут легко проникнуть в уплотнительный зазор.

Гидродинамические площадки давления могут возникать также при эксцентричном вращении уплотнительного кольца (рис. 74, б). Недостатком этого уплотнения являются большие его размеры и несимметричность действия нагрузки на кольцо.

Испытания термогидродинамических уплотнений были проведены автором при следующих режимах работы:

$D_w = 50$ мм	вода, питающая котел при температуре 40—60° С
$n = 3000$ об/мин	норма утечки $Q = 20 \div 40$ см ³ /ч
$p_1 = 200$ кгс/см ²	ширина контакта уплотнения $b = 6,5$ мм

Они показали, что утечка возрастает до $Q = 800$ см³/ч только вследствие смещения фланца и обусловленного этим эксцентриситета уплотнительного кольца $e = 1,5$ мм.

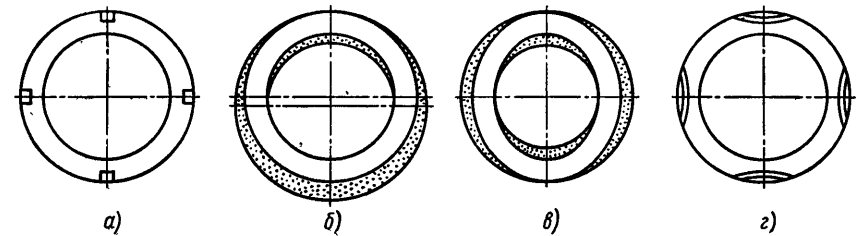


Рис. 74. Конструкции гидродинамических торцовых уплотнений:

а — радиальные пазы; б — эксцентричное кольцо; в — эллиптическое кольцо; г — циркуляционные канавки

Вилим [289] приводит результаты испытаний двух уплотнений с эллиптическими кольцами, проведенные при следующих режимах работы:

$D_w = 72$ мм	$p_1 = 100$ кгс/см ²
ширина контакта уплотнения $b = 7,8$ мм	средняя норма утечки $Q = 20 \div 2000$ см ³ /ч
коэффициент нагрузки $k = 0,7$	продолжительность работы 35 000 ч
$n = 1800$ об/мин	износ угля $A = 40 \div 80$ мкм/год
$v_g = 7,1$ м/с	

Эллиптическое кольцо, примененное в торцовом уплотнении, создает гидродинамический эффект между трущимися поверхностями, так как образовавшийся масляный клин тормозит течение. Циркуляцией жидкости и охлаждением поддерживается стабильность клина. Данные о зависимости коэффициента трения от внутреннего давления и скорости скольжения до сих пор не были известны.

Термогидродинамическое новое торцовое уплотнение с циркуляционными канавками показано на рис. 74, г, более подробно оно будет описано в разделе 4.9.3.2. Гидродинамический эффект можно получить, применяя вращающееся овальное уплотнительное кольцо (рис. 75).

Область применения уплотнения можно значительно расширить, предусмотрев выемки в контактных поверхностях. Такого рода клиноподобные углубления, отверстия или пазы способствуют образованию в рабочем режиме обусловленных механическими или тепловыми явлениями сужений, в результате при вращении развиваются площадки давления и смазки.

Исходя из условий износа выемки нужно делать в более износостойких материалах (они обычно являются более твердыми), для того чтобы обеспечить постоянство условий работы

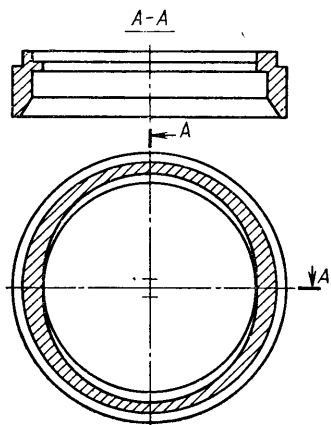


Рис. 75. Вращающееся уплотнительное кольцо овальной формы с гидродинамическим эффектом [301]

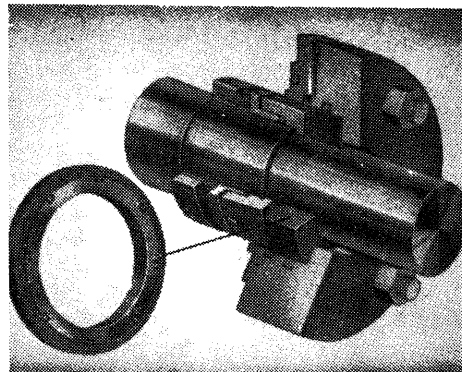


Рис. 76. Гидродинамическое торцовое уплотнение с радиальными пазами [5*]

в течение длительного времени. При шероховатости, которая необходима для уплотнительных поверхностей, вследствие большой стоимости и нетехнологичности механическая обработка клиновых выемок нецелесообразна особенно в кольцах из окислов металлов и карбидов.

Если применяют кольцо с плоскопараллельными притертыми поверхностями и пазами (рис. 76), то в процессе работы вследствие выделения теплоты при трении и различия в распределении температур происходит тепловое коробление уплотнительных колец, которое можно измерить. Волнистость кольца способствует образованию гидродинамических площадок давления и смазки, поэтому такие уплотнения можно нагружать больше. Местное давление, возникающее под действием масляного клина, может существенно превышать давление уплотняемой среды p_1 . Оно уменьшает нагрузку на контактные поверхности, а также трение и температуру в зазоре.

На работу гидродинамического уплотнения наряду с тепловыми коэффициентами λ и α материалов трущихся пар оказы-

вают значительное влияние отношение размеров паза c/b , их число z и коэффициент нагрузки p_g/p_1 . В результате обширных исследований [183] торцовых уплотнений с радиальными пазами при коэффициенте нагрузки $k = 0,8 \div 1,2$ установлено, что радиальную глубину пазов целесообразно выбирать по формуле

$$c \approx \frac{0,4 p_g}{p_1} b \approx 0,4 k b. \quad (51)$$

Число пазов z зависит от входного диаметра d_E (см. раздел 4.9.3.2 и рис. 80). Интервал между пазами необходимо вы-

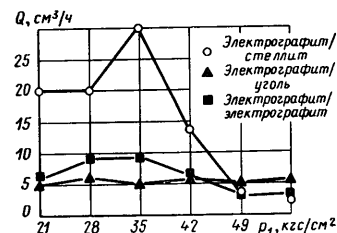


Рис. 77. Зависимости для утечки в гидродинамическом торцовом уплотнении внутренней схемы с радиальными пазами ($D_W = 4,5$ см; $k = 1,15$; $c/b = 0,35$; $z = 4$; керосин; $v_g = 9$ м/с; направление течения — от диаметра D к диаметру d)

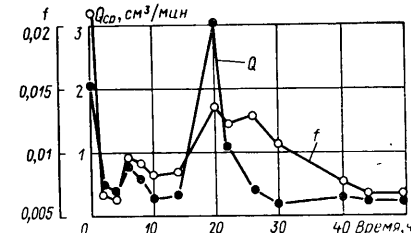


Рис. 78. Зависимость между утечкой Q и коэффициентом трения f в гидродинамическом высоконагруженном уплотнении двойного действия с радиальными пазами ($D_W = 15,0$ см; $k = 0,9$; $c/b = 0,25$; $z = 12$; карбид металла/уголь; $p_1 = 210$ кгс/см²; $v_g = 2$ м/с; направление течения — от диаметра D к диаметру d)

бирать с учетом конструкции уплотнения, эксплуатационных условий и желательно принимать $\omega = \pi d_E/z = 5,5 \div 7,5$ см. Если глубину паза c выбирают больше ширины уплотнения b , то утечка сильно возрастает. При этом происходит кавитационный износ, и уплотнение может выйти из строя вследствие лункообразных размывов, которые в большинстве случаев появляются в более мягких угольных и графитовых кольцах. Если отношение c/b выбрано слишком малым, то ожидаемые площадки давления и смазки развиваются неудовлетворительно. В этом случае величины износа и тепловыделения больше допустимых.

Выемки можно располагать как на вращающемся, так и на неподвижном кольце, причем предпочтительнее на более износостойком. Чтобы защитить от проникновения посторонних частиц пазы, а следовательно, уплотнительный зазор, пазы необходимо располагать на неподвижном кольце при направлении течения от диаметра d к диаметру D , и на вращающемся кольце — при направлении от D к d . В последнем случае посторонние частицы отбрасываются центробежной силой. Если же пазы расположены

Влияние времени на выдавливание смазочной пленки и искажение уплотнительного зазора в двойном вращающемся уплотнении с гидродинамическими радиальными пазами

p_1 , кгс/см ²	Работа		Остановка под нагрузкой					
			5 мин		10 мин		20 мин	
	N_R , л. с.	f	N_R , л. с.	f	N_R , л. с.	f	N_R , л. с.	f
50	2,7	0,02	3,7	0,028	7,2	0,055	10,8	0,082
70	3,0	0,016	4,9	0,027	7,5	0,041	15,3	0,083
105	4,1	0,014	8,2	0,03	21,2	0,077	>30	>0,11
140	4,4	0,012	14,3	0,037	>30	>0,08	—	—
210	4,2	0,0076	>30	>0,055	—	—	—	—

одновременно на обоих кольцах, то эффект получается отрицательный, поскольку площадки давления каждый раз при совмещении с пазом разрушаются.

На рис. 77 даны значения утечки для разных пар материалов, таких как электрографит/уголь и электрографит/электрографит, работающих при различных давлениях.

На рис. 78 показана зависимость коэффициента трения f и утечки Q в гидродинамическом высоконагруженном уплотнении при $p_1 = 210$ кгс/см². Трение и утечка уменьшаются.

Пленка жидкости, постепенно заполняющая при работе уплотнительный зазор, во время остановки под действием нагрузки выдавливается. Влияние времени наглядно видно из данных о пусковой мощности N_R , приведенных в табл. 12.

Вследствие значительного уменьшения потерь на трение, улучшенного охлаждения и снижения износа гидродинамические торцовые уплотнения значительно расширяют область применения обычных торцовых уплотнений.

4.9.3.2. Термогидродинамические торцовые уплотнения с круговыми канавками

Наиболее надежно работают торцовые уплотнения с круговыми сегментными канавками (рис. 79), отличающиеся интенсивным охлаждением кромок (за счет захвата жидкости перемычками), независимостью от направления вращения и способностью отбрасывать посторонние частицы.

В основных публикациях автор уже упоминал о термогидродинамических торцовых уплотнениях [184, 188, 191, 192]. Эти новые конструкции уплотнений представляют комбинацию упорного подшипника Митчелла или Кингсбэри с торцовым уплотнением. При этом зона уплотнительного кольца с круговыми пазами воспринимает нагрузку и охлаждение, а остающаяся поверхность кольца является герметизирующей (рис. 80).

Термогидродинамический эффект возникает в самом уплотнении. В процессе вращения кромки канавок охлаждаются значительно сильнее удаленных от них зон уплотнительной поверхности. При таком охлаждении кромок на первоначально плоской поверхности образуются гидродинамические клинья

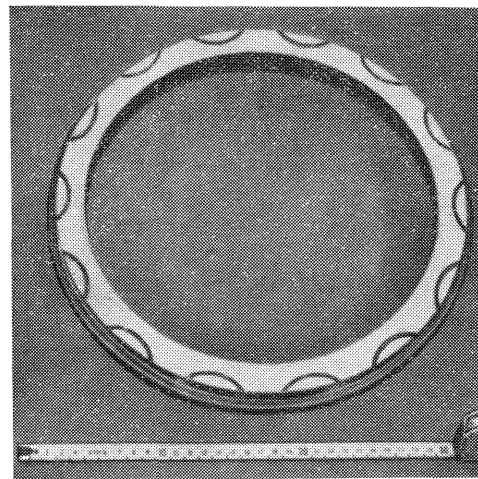


Рис. 79. Уплотнительное кольцо с термогидродинамическими круговыми канавками, устанавливаемое на валу большого диаметра ($D_{\psi} = 260$ мм) [2*]

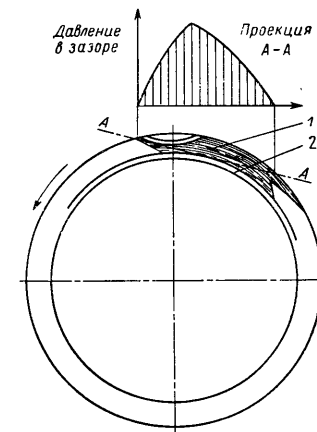


Рис. 80. Эскиз к образованию площадки давления и пленки смазки в термогидродинамическом торцовом уплотнении с круговыми канавками:

1 — несущая зона; 2 — зона уплотнения

и соответствующие им зоны повышенного давления, число которых равно числу канавок. Кометообразные смазочные клинья образуются по отдельным пазам при торможении потока и перепаде давлений.

Расположение таких сегментных круговых канавок при внешнем и внутреннем давлении наглядно показано на рис. 81, а и б. Параметры канавок следует выбирать так же, как и радиальных пазов [см. раздел 4.9.3.1 и формулу (51)]. При этом необходимая минимальная ширина контакта уплотнительного кольца $b \geq 0,6 \div 0,7$ см, чтобы оставшаяся ширина перемычки e была достаточно прочной и работоспособной.

Термогидродинамический эффект такого уплотнения определяется физико-механическими свойствами материалов колец и условиями их работы, причем желательно, чтобы в уплотнительной зоне 2 (см. рис. 80) господствовало граничное трение при высоте зазора $h = 0,2 \div 1,5$ мкм. При этом можно получить очень малую утечку, приближенно рассчитываемую по формуле (47).

С 1961 г. фирмой «Феодор Бургман Вольфратхаузен», изготовлено более 7000 термогидродинамических уплотнений с сегментными круговыми канавками, которые проработали не менее 200 млн. ч.

Особое преимущество новых торцовых уплотнений заключается в том, что по сравнению со стандартными конструкциями у них с увеличением нагрузки на уплотнительные поверхности и повышением скорости скольжения снижается коэффициент трения. При большой ширине уплотнения, которую следует вы-

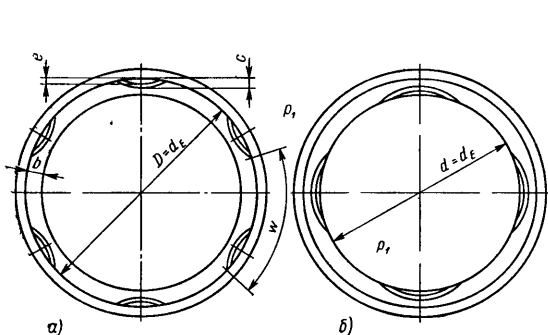


Рис. 81. Расположение термогидродинамических канавок при различном давлении:

a — внешнем; *b* — внутреннем

бирать по условиям прочности, в частности, при использовании углеродистых материалов, такая конструкция обеспечивает его функциональную надежность в результате стабилизации формы и размеров уплотнительного зазора, пленки смазки и выделений теплоты.

На рис. 82 показана зависимость коэффициента трения от контактного давления p_g и скорости скольжения v_g . Если, например, значение коэффициента трения f уменьшается от 0,05 до 0,005, то границы применимости уплотнений расширяются в 10 раз. Это очень хорошо видно по уплотнительной поверхности компрессорного уплотнения (рис. 83). Первоначально термогидродинамическое торцовое уплотнение с четырьмя круговыми канавками нагруженного типа было предназначено для вала диаметром $D_w = 90$ мм, вращающегося со скоростью 12 800 об/мин при давлении запирающей среды до 12 кгс/см². Эти уплотнения безотказно работали более 5 лет в компрессоре холодильника при утечке $Q = 500 \div 1000$ см³/ч.

Для нового компрессора, предназначенного для перекачки пропилена, необходимо было провести испытания на стенде с частотой вращения 18 200 об/мин ($v_g = 100$ м/с). После испытаний в течение 2 ч на металлическом кольце были обнаружены

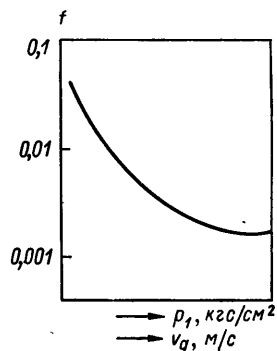


Рис. 82. Зависимость коэффициента трения f термогидродинамического уплотнения с круговыми канавками от давления уплотняемой среды p_1 и скорости скольжения v_g

повреждения, показанные на рис. 83. Три зоны *a* были сильно повреждены вследствие наличия трещин, появившихся от теплового перенапряжения. Длина площадок смазки, находящихся под давлением и развивающихся в процессе работы для новых эксплуатационных условий, была короткая, поэтому возникали несмазанные, неохлажденные зоны, которые повреждались при появлении трещин от термических напряжений.

В зоне 2, расположенной на кольце между канавками, была видна радиальная трещина механического происхождения (рис. 83), которая сильно изменила поверхность кольца. Поэтому в этой зоне точки контакта твердых тел отсутствовали. После увеличения числа пазов до $z = 4 \div 6$ были получены отличные результаты как при испытаниях, так и в эксплуатации.

Современные многоступенчатые уплотнения проектируют для работы при давлении $p_1 = 250$ кгс/см² и окружной скорости до 100 м/с. При высоких скоростях необходимо уделять особое внимание потерям на барботаж потока в уплотняемом пространстве, поскольку они во много раз могут превосходить потери на трение между уплотнительными поверхностями. Уже получены значения $p_1 v_g = 5000$ кгс·м/(с·см²). Подобное термогидродинамические торцовые уплотнения применяют как в медленно вращающихся крупногабаритных уплотнениях, работающих при высоком давлении, так и в высокоскоростных уплотнениях компрессоров и вентиляторов. Особой областью применения уплотнений, работающих при высоких давлениях и скоростях (см. разделы 9.1, 9.7, 9.8), являются электростанции.

4.10. Утечки по другим путям разгерметизации

Утечка рабочей среды происходит главным образом через уплотнительный зазор, но она может также происходить через зазоры, образующиеся при повреждении элементов уплотнения, например, вследствие нарушения горячей или прессовой посадок,

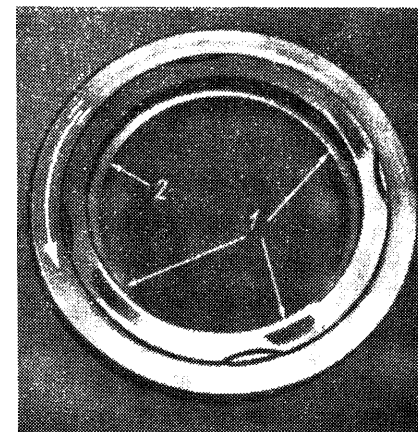


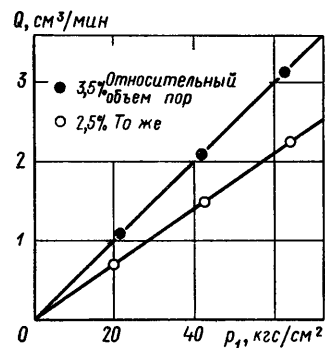
Рис. 83. Компрессорное торцовое уплотнение с круговыми канавками, работавшее при тепловых перегрузках:

1 — зона с трещинами от теплового перенапряжения; 2 — радиальная трещина механического происхождения

или через пористые материалы. На рис. 84 показана зависимость утечки через пористое угольное кольцо от давления уплотняемой среды.

Высоконагруженные угольные кольца должны быть предварительно испытаны на способность удерживать газ под давлением, величина которого должна составлять примерно 1/10 давления уплотняемой жидкости. Погрузив испытуемое кольцо в воду или обмазав его мыльным раствором, можно сразу обнаружить место утечки. Утечки через выходные отверстия, образующиеся в местах образования трещин в поверхностях трения от термических напряжений, выплавления металловключений из угля, заворачивания манжет и выдавливания колец круглого сечения, в большинстве случаев могут быть очень большими и составлять несколько тысяч см³/ч.

Рис. 84. Утечка через пористые угольные кольца ($d_E=D=5,5$ см; $b=0,4$ см; дизельное топливо)



Если причина утечки при эксплуатации не ясна, то необходимо провести исследование, повысив давление в корпусе машины, находящейся в неподвижном состоянии. Если утечка возрастает пропорционально давлению p_1 и очень велика, то необходимо демонтировать уплотнение. Если имеет место раскрытие зазора или деформация, то с повышением внутреннего давления и соответствующим ему увеличением давления p_g утечка обычно уменьшается.

5. Износ уплотнительных колец

Причины, которые могут привести к разрушению материалов уплотнительных колец торцовых уплотнений, весьма разнообразны. К ним относятся, например: коррозия, превышение напряжений сверх допустимых по условию прочности, термические перегрузки и износ, который может быть катастрофическим прежде всего в результате неудачного подбора пар скольжения. Случаи из практики доказывают, что торцовые уплотнения с удачно подобранной парой скольжения, часто работают эффективнее уплотнения лучшей конструкции, но с неудачно подобранной парой скольжения. Пористость некоторых материалов (например, окислов металлов, графитосодержащих сталей и литых) положительно сказывается на работе уплотнений, если поры не соединяются между собой. Поры имеют то преимущество, что они впитывают смазочные материалы и тем самым обеспечивают хорошие ходовые характеристики. Аналогичный эффект наблюдается у неоднородных материалов, содержащих в матрице частицы различной твердости, или при различных коэффициентах теплопроводности и теплового расширения в результате уменьшения размеров при трении и износе.

5.1. Материалы уплотнительных колец

В отличие от упорных подшипников, изготовленных из одного и того же материала, торцовые уплотнения с чисто металлическими парами скольжения применяют только в исключительных случаях. Так как разделяющая гидродинамическая пленка смазочного материала может образовываться в зазоре редко, то всегда приходится считаться с возможностью сухого трения. Пары скольжения металл/металл не оправдали себя вследствие плохой прирабатываемости, высокого коэффициента трения, опасности схватывания и образования трещин при нагреве. Однако в особых случаях, например, для уплотнения жидкостей, содержащих большое количество твердых частиц, в парах скольжения приме-

Физические и механические показатели (при комнатной температуре) пяти групп

№	Материал	Предел прочности при сжатии σ_D , кгс/см ²	Предел прочности при растяжении σ_T , кгс/см ²	Модуль упругости E , кгс/см ²	Коэффициент поперечного расширения ϕ^*	Твердость H	Плотность γ , г/см ³
1	Эластомер «кел-Ф»	2200—5600	320—400	15 800	(0,3)	80▲)	2,1
2	(Нейлон)	500—900	490—750	18 000—28 000	(0,3)	—	1,09—1,14
3	Фенольная смола	700—2100	500—560	52 000—70 000	0,25	—	1,25—1,3
4	Синтетическая смола I	1000—1750	350—490	210 000—350 000	(0,25)	—	1,75—1,25
5	Текстолит	1000—2100	230—630	63 000—91 000	(0,3)	—	1,36—1,43
6	(Дельрин)	—	700	33 500	0,35	—	1,425
7	Бакелит	1000—2450	280—500	70 000—175 000	0,25	—	1,52—2,0
8	Эбонит	—	100—280	10 500	(0,4)	—	1,3—1,82
9	Синтетическая смола II	1000—1500	150—400	70 000—170 000	(0,25)	—	1,6—1,9
10	ПТФ	—	410	3500—10 000	(0,5)	55—63▲)	2,1—2,3
11	Искусственный уголь I	1600	210	175 000	0,25	65□)	2,0
12	Искусственный уголь II	1680	230	132 000	(0,25)	65□)	2,8

материалов для уплотнительных колец

Объем пор ϵ , %	Пределная рабочая температура T_{max} , °C	Коэффициент линейного расширения $10^6 \alpha$, 1/°C	Разность температур при выходе из строя ΔT , °C	Коэффициент теплопроводности λ , ккал/(м·ч·°C)	Коэффициент устойчивости к образованию трещин в результате действия тепловых напряжений B_1 , ккал/(м·ч)	Примечания
0	150	50	(320)	0,052	(16,6)	Политрифторэтилен
0	135—150	100—140	(130)	0,12—0,21	(21,5)	Литье под давлением
—	130	25—60	140	0,1—0,2	21,5	Без наполнителя
—	120—150	19—26	(50)	0,36—0,51	(22,0)	Фенольная смола с каменной мукой в качестве наполнителя
—	120	10—40	(150)	0,14—0,25	(30,0)	Ткань, пропитанная фенольной смолой
0	100	81	167	0,2	33,5	Ацеталевая смола
—	175—230	15—40	87	0,29—0,58	38,0	Фенольная смола с асбестовой мукой
0	100	54	180	0,25	45,0	С графитом в качестве наполнителя
—	130—160	15—30	(75)	0,4—1,0	(53)	Фенольная смола с асбестом и графитом в качестве наполнителя
—	280	70	(410)	0,2	(82)	Политетрафторэтилен
0,2	170	13,5	66	2,0	132	Уголь с синтетической смолой в качестве связки
0	170	20,0	(65)	2,5	(164)	Уголь с синтетической смолой в качестве связки и с баббитом

№	Материал	Предел прочности при сжатии σ_D , кгс/см ²	Предел прочности при растяжении σ_2 , кгс/см ²	Модуль упругости E , кгс/см ²	Коэффициент поперечного расширения $\phi\%$	Твердость H	Плотность V , г/см ³
13	Уголь I	2100	440	120 000	0,2	85 [□]	1,8
14	Уголь II	2700	560	220 000	0,2	90 [▲]	1,8
15	Уголь III	3100	490	180 000	0,2	84 [□]	2,35
16	Уголь IV	3360	360	160 000	(0,2)	75 [□]	2,5
17	Уголь V	3500	210	135 000	(0,2)	85 [□]	2,4
18	Уголь VI	2350	530	260 000	0,2	93 [□]	1,73
19	Графит I	1250	160	70 000	0,22	65 [□]	1,65
20	Графит II	1000	155	100 000	0,2	65 [□]	1,85
21	Графит III	1270	190	115 000	0,18	72 [□]	1,85
22	Графит IV	710	145	130 000	0,22	60 [□]	1,83
23	Графит V	560	140	56 000	0,22	50 [□]	1,66
24	Графит VI	1400	200	100 000	0,22	70 [□]	1,8
25	Стеллит 1	18 000	3300	2 200 000	0,3	54	8,6
26	Стеллит 6	15 500	7000	2 130 000	0,27	46 ⁺	8,4
27	Футеровка III	13 500	5300	2 300 000	0,3	48— 50 ⁺	8,65
28	Твердое никелирование	—	2800— 3500	1 750 000	(0,26)	53— 57 ⁺	7,7

Объем пор v , %	Предельная рабочая температура T_{max} , °C	Коэффициент линейного расширения $10^6 \alpha$, 1/°C	Разность температур при выходе из строя ΔT , °C	Коэффициент теплопроводности λ , ккал/(м·ч·°C)	Коэффициент устойчивости к образованию трещин в результате действия тепловых напряжений V_1 , ккал/(м·ч)	Примечания
4,3	300	4,3	690	9,0	6200	Пропитка синтетической смолой
2,0	320	4,0	520	10	5200	Пропитка синтетической смолой
0,5	350	5,3	410	11,5	4700	Пропитка сурьмой
2,0	280	6,6	(273)	30,0	(8200)	Пропитка свинцом и медью
4,0	350	4,82	(260)	34,0	(8800)	Пропитка серебром
0,3	370	2,16	750	20,0	15 000	Пропитка синтетической смолой
14	540	4,9	362	46,0	16 700	Пропитка солью
1,0	365	5,25	235	90,0	21 200	Пропитка синтетической смолой
0,25	370	5,2	260	89,0	23 000	Пропитка синтетической смолой
0,3	180	3,5	250	100,0	25 000	Пропитка синтетической смолой
10,0	520	4,5	520	60,0	26 000	Без пропитки
7,0	340	2,0	780	60	47 000	Пропитка синтетической смолой
—	1000 [○]	12,5	83	12,7	1050	55% Co; 30% Cr; 12% W; 2,5% C
—	1000 [○]	14,1	180	12,5	2250	67% Co; 28% Cr; 4% W; 1% C
—	1260 [●]	11,9	135	11,0	1480	58% Co; 28% Cr; 7,5% W; 1,5% C
—	800	8,5	(157)	12,2	(1930)	4,5% Ni; 3,5% C; 2,5% Cr; 0,5% Si

№	Материал	Предел прочности при сжатии σ_D , кгс/см ²	Предел прочности при растяжении σ_2 , кгс/см ²	Модуль упругости E , кгс/см ²	Коэффициент поперечного расширения ϕ^*	Твердость H	Плотность γ , г/см ³
29	Нержавеющая сталь AISI 316	—	5400	2 000 000	0,28	135—185 ^{**})	7,98
30	Сплав инвар	—	4500	1 500 000	0,3	160 ^{**})	8,0
31	Никелевый чугун	7000—8400	1750—2100	1 050 000—1 130 000	0,25	125—170 ^{**})	7,3
32	Сплав хастеллой Б	2100 [○])	8500	2 140 000	(0,3)	215 ^{**})	9,24
33	Сплав хастеллой Ц	2850 [○])	8400	2 000 000	(0,3)	225 ^{**})	8,94
34	Хромистый чугун	10 000	5200	2 030 000	0,28	300 ^{**})	7,53
35	Кобальт	8500	2400	2 100 000	0,28	125 ^{**})	8,9
35	Серый чугун	7000	2000	900 000—1 100 000	0,25	150—220 ^{**})	7,25
37	Хром	—	4900	2 500 000	0,3	180 ^{**})	7,19
38	Сталь	35 000	13 000	2 060 000	0,28	64—67 ⁺)	7,8
39	Молибден	—	7000	3 300 000	0,324	20—26 ⁺)	10,2
40	Стеатит	6300	700	1 050 000	(0,3)	7,5 [■])	2,7
41	Магнезия	—	1000	2 140 000	0,36	—	3,5
42	Ториа	15 000	840	1 470 000	0,17	—	9,69
43	Цирконий	7000	840	1 250 000	0,35	8 [■])	3,7
44	Кварцевое стекло	—	1100	735 000	0,15	800 ^к)	2,6

Объем пор ϵ , %	Предельная рабочая температура T_{max} , °C	Коэффициент линейного расширения $10^6 \alpha$, $1/^\circ C$	Разность температур при выходе из строя ΔT , °C	Коэффициент теплопроводности λ , ккал/(м·ч·°C)	Коэффициент устойчивости к образованию трещин в результате действия тепловых напряжений B_1 , ккал/(м·ч)	Примечания
0	1400 [●])	16,0	121	16,0	1940	17% Cr; 12% Ni; 2,5% Mo; 0,1% C
0	1425 [●])	0,9	230	9,5	2200	36% Ni
—	1200 [●])	17,0	78	34,0	2650	20% Ni; 3% C; 2% Cr; 2% Si; 1% Mn; 0,5% Cu
—	1335 [●])	10,0	(280)	9,7	(2700)	62% Ni; 32% Mo
—	1285 [●])	11,3	(260)	10,8	(2800)	53% Ni; 19% Mo; 17% Cr; 6% Fe; 5% W
—	1500 [●])	10,6	173	19,0	3300	30% Cr; 1% Mn; 1% Si; 1,2% C
—	1495 [●])	12,3	67	59,5	4000	Литье
—	1400 [●])	10,0	150	40,0	6000	3,4% C; 2,2% Si; 0,5% Mn
—	1800 [●])	6,2	220	57,6	12 700	
0	600	14,8	305	45,0	13 800	Закаленная
—	550	4,85	325	110,0	35 600	
0,02	1000	8,2	(57)	2,15	(120)	MgO SiO ₂
—	2800 [●])	13,5	22	31,0	680	MgO
—	3300 [●])	9,2	52	9,0	470	ThO ₂
0,02	1100	4,0	108	4,3	465	ZrO ₂ + SiO ₂
0,5	1723 [●])	0,5	2550	1,37	3500	SiO ₂

№	Материал	Предел прочности при сжатии σ_D , кгс/см ²	Предел прочности при растяжении σ_2 , кгс/см ²	Модуль упругости E , кгс/см ²	Коэффициент поперечного расширения ν *	Твердость H	Плотность γ , г/см ³
45	Сплав алюминия I	16 800	1250	2 230 000	0,27	9 [■])	3,4
46	Сплав алюминия II	28 000	1750	3 900 000	0,31	9 [■])	3,7
47	Сплав алюминия III	21 000	2400	3 500 000	0,2	9 [■])	3,9
48	Металлокерамика I	7700	1470	2 600 000	0,21	37 ⁺)	5,9
49	Металлокерамика II	16 800	2100	2 660 000	0,26	30 ⁺)	6,0
50	Карбид бора	29 000	1750	4 550 000	(0,25)	2800 ^к)	2,51
51	Карбид кремния	10 500	1250	4 800 000	(0,25)	2500 ^к)	3,1
52	Карбид хрома	29 000	2700	3 200 000	0,26	86,5 ⁺⁺)	7,0
53	Карбид вольфрама I	35 000	14 500 ^б)	4 900 000	0,26	83—84 ⁺⁺)	13,0
54	Карбид вольфрама II	42 000	12 000	5 600 000	0,248	86—87 ⁺⁺)	14,1
55	Карбид вольфрама III	50 000	8500	7 000 000	0,216	91,5 ⁺⁺)	14,8
56	Карбид вольфрама IV	42 500	10 500	6 200 000	0,25	9 ^h ++)	14,8
57	Карбид титана I	—	1400	3 140 000	0,29	2460 ^к)	4,9
58	Карбид титана II	35 000	9100	4 130 000	0,25	89 ⁺⁺)	6,0
59	Карбид титана III	(30 000)	10 500	2 870 000	0,26	82,5 ⁺⁺)	6,3

Объем пор v , %	Предельная рабочая температура T_{\max} , °C	Коэффициент линейного расширения $10^6 \alpha$, 1/°C	Разность температур при выходе из строя ΔT , °C	Коэффициент теплопроводности λ , ккал/(м·ч·°C)	Коэффициент устойчивости к образованию трещин в результате действия тепловых напряжений B_1 , ккал/(м·ч)	Примечания
0	1400	5,5	74	11,4	840	85% Al ₂ O ₃
0	1550	5,8	54	16,2	875	96% Al ₂ O ₃
0	1725	6,0	92	25,0	2300	99% Al ₂ O ₃
—	1800 [●])	8,0	56	25,0	1400	77% Cr; 23% Al ₂ O ₃
—	1700 [●])	7,5	78	29,0	2250	59% Cr; 19% Al ₂ O ₃ ; 20% Mo; 2% TiO
—	2450 [●])	4,5	(64)	22,3	(1430)	P ₄ C
—	2400	3,9	(50)	86,0	(4300)	SiC
—	1900 [●])	9,0	70	(20,0)	(1400)	84% (Cr ₄ C, Cr ₇ C ₃ , Cr ₃ C ₂); 10% Ni; 1% Cu
0,1	600	9,0	240	(30,0)	(7200)	75% WC; 25% Co
0,1	600	6,8	230	(50,0)	(11 500)	85% WC; 15% Co
0,1—0,3	600	5,6	170	60,0	10 000	93% WC; 7% Co
0,1	600	4,9	255	70,0	18 000	94% WC, 6% Ni
—	3140 [●])	7,4	43	21,5	930	99,5% TiC
—	1000	9,5	175	26,0	4550	90% TiC; 10% Ni
—	1000	10,4	260	28,0	7300	70% TiC; 30% Ni

№	Материал	Предел прочности при сжатии σ_D , кгс/см ²	Предел прочности при растяжении σ_2 , кгс/см ²	Модуль упругости E , кгс/см ²	Коэффициент поперечного расширения Φ^*	Твердость H	Плотность ν , г/см ³
60	Карбид титана IV	36 600	5600	4 000 000	(0,25)	—	5,8
61	Карбид титана V	25 000	14 000	3 040 000	(0,3)	87,5 ⁺⁺	7,0

* Значения в скобках являются приближенными; ▲ единицы твердости по Шору; по Роквеллу С; **) единицы твердости по Бринеллю; ● точка плавления; ■ твердость

няют твердые карбиды или используют металлические покрытия, а при работе в масляной среде — закаленную сталь по литым или спеченным материалам. Однако при этом материалы должны иметь достаточно хорошую прирабатываемость и небольшой износ исключительно при низких нагрузках (см. группы I—II, табл. 1). В основном же в торцовых уплотнениях устанавливают пластмассовые и угольно-керамические кольца, работающие в паре с различными металлами, окислами металлов и карбидами.

Подбирать материалы для уплотнительных колец следует с учетом их условий эксплуатации, а также технологичности и экономичности изготовления. Особое значение в условиях эксплуатации имеет износостойкость пары скольжения (к сожалению ее значение можно получить только опытным путем), для расчета уплотнений с учетом механических и термических требований — химическая стойкость, а также физические и механические параметры. В табл. 13 приведены механические и физические показатели пластмасс, искусственного угля и графита, металлов, окислов металлов и карбидов, применяемых для уплотнительных колец торцовых уплотнений. Подбор оптимальных пар скольжения часто очень трудный и сложный. Так, например, в США только одну единственную программу испытаний выполняли несколько лет. Цель ее заключалась в подборе подходящих материалов для уплотнений газовых турбин, работающих при высоких скоростях и температурах. В результате было исследовано 136 материалов, среди которых было 20 искусственных углей и графитов и из которых были получены 482 комбинации пар скольжения [279, 280].

Объем поре, %	Предельная рабочая температура T_{max} , °C	Коэффициент линейного расширения $10^6 \alpha$, 1/°C	Разность температур при выходе из строя ΔT , °C	Коэффициент теплопроводности λ , ккал/(м·ч·°C)	Коэффициент устойчивости к образованию трещин в результате действия тепловых напряжений V_1 , ккал/(м·ч)	Примечания
—	1200●	5,7	(185)	29,0	(5400)	70% TiC; 10% NbC; 20% Ni
—	650	8,7	(370)	45,0	(16 700)	26% Ti; 7% C; 2% Cr; 2% Mo

□) единицы твердости по склероскопу; ○) начало текучести; +) единицы твердости по Моосу; к) единицы твердости по Кноопу; ++) единицы твердости по Роквеллу А.

5.1.1. Пластмассы

В отдельных случаях для повышения механической прочности, теплопроводности или скольжения применяют нейлон, резину или политетрафторэтилен [23,74] с различными наполнителями, такими как стекловолокно, графит и MoS_2 . Наиболее широкое распространение в области применения групп I—II (см. табл. 1) получили реактопласты на основе фенольных смол с различными наполнителями, такими как каменная и асбестовая мука, ткань, графит и баббитный порошок. Для синтетических смол характерен низкий модуль пластичности, высокая износостойкость в случае правильного выбора второй пары материала (чугун, хромистый чугун, бронза и керамика), даже если смазочным материалом является простая вода.

Отрицательными их свойствами являются термические: очень высокий коэффициент теплового расширения, низкая теплопроводность, — которые часто связаны с низкими предельными рабочими температурами. Износостойкость в значительной мере зависит от технологических параметров, например давления и температуры при прессовании и продолжительности охлаждения (рис. 85). Если кольцо из фенольной смолы полностью затвердело и при погружении в едкий натр (3% NaOH, 50° C, 3 ч) нет изменений в результате образования пузырей, изменения окраски или деформации, то можно надеяться, что и в рабочих условиях, и при хранении задиры на притертых уплотняющих поверхностях появляться не будут.

При использовании типичной пары материалов серый чугун/прессованная синтетическая смола с графитом и асбестом

у насосов в системе охлаждения автомобилей при $p_g = 3 \text{ кгс/см}^2$, $p_1 = 1,5 \text{ кгс/см}^2$, $v_g = 3,5 \text{ м/с}$ износ составлял $A = 0,1 \text{ мкм/ч}$. Соответствующие добавки позволяют улучшить эти показатели. Так, например, в аналогичных условиях при $p_g = 2 \text{ кгс/см}^2$, $p_1 = 1,0 \text{ кгс/см}^2$, $v_g = 10 \text{ м/с}$ можно снизить до $A = 0,01 \text{ мкм/ч}$. Высокая

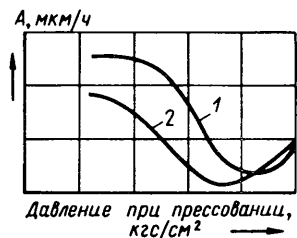


Рис. 85. Влияние технологических параметров на износостойкость уплотнительных колец с асбестом и графитом:

1 — продолжительность выдержки 3 мин; 2 — продолжительность выдержки 4 мин с постоянной температурой

износостойкость пластмасс [1], легкость горячей формовки путем прессования делает эти материалы особенно интересными с точки зрения изготовления из них уплотнительных колец торцовых уплотнений. Недостатком пластмасс является высокий коэффициент трения с $f > 0,7$ в результате десорбции при перегреве и испарении пленки смазочного материала [121, 177], поэтому пластмассовые уплотнительные кольца применяют только в исключительных случаях, обычно вместо них устанавливают угольные кольца.

5.1.2. Искусственные угли и графиты

В отличие от материалов, рассмотренных в предыдущем разделе, у которых синтетические смолы являются связкой, искусственные угли и графиты пропитывают для закрытия пор.

И если, например, нагреть выше допустимой рабочей температуры уголь, пропитанный синтетической смолой, то в первую очередь распадается синтетическая смола. При пропитке металлом вытечет металл. В этом случае неизбежно возрастет утечка, но угольная или графитная основа кольца сохранится. Угольно-керамические материалы, применяемые в уплотнениях, работающих при режимах в соответствии с группами III—IV (см. табл. 1), можно подразделить на аморфные твердые угли, углеграфиты и электрографиты. В зависимости от использованных исходных материалов, продолжительности термической обработки и температуры можно получать искусственные угли с самыми различными физическими и механическими свойствами. Твердые угли отличаются высокой прочностью (часто их можно обрабатывать только шлифованием) и низкой теплопроводностью. Электрографиты же обладают ограниченной прочностью, но гораздо более высокой теплопроводностью. Углеграфиты занимают промежуточное положение.

На рис. 86 показаны зависимости коэффициентов теплопроводности различных угольно-керамических материалов от температуры. После термообработки остаточная пористость искусственного угля составляет 10—30%. Для обеспечения достаточной герметичности жидкостей остаточная пористость уплотнительных колец торцовых уплотнений должна быть ниже 2%,

а для обеспечения непроницаемости газов — менее 1%. Поэтому искусственные угли и графиты пропитывают синтетическими смолами, металлами, расплавами стекла, дисперсными растворами политетрафторэтилена и солей.

Часто пропитку делают неоднократно. При значительной толщине стенок в середине может быть более высокая пористость, чем по краям зоны. У таких колец при значительном объеме снятого материала при обработке или в результате износа утечка

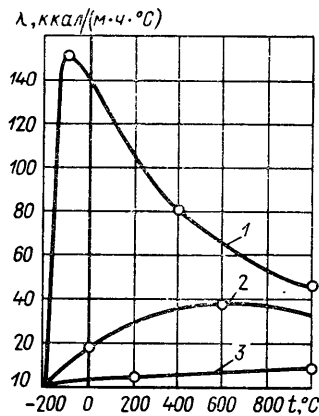


Рис. 86. Изменение коэффициентов теплопроводности в зависимости от температуры типичное для угольно-керамических материалов, полученное в исследованиях Мрозовски [204], Хольма [127] и Арнольда [10]:

1 — графит; 2 — углеграфит; 3 — твердый уголь

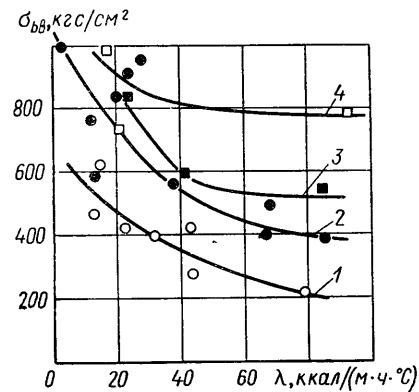


Рис. 87. Влияние пропитки на теплопроводность λ и прочность при изгибе $\sigma_{изг}$ искусственного угля:

1 — без пропитки; 2 — синтетическая смола; 3 — твердый свинец (87 Рб, 13 Сб); 4 — фосфористая медь (91,7 Cu; 8,3 Р)

может возрасти. Из табл. 14 видно влияние пропитки на физические и механические свойства различных материалов. В общем

случае в результате пропитки искусственных углей повышается их твердость, прочность, модуль эластичности и коэффициент теплового расширения. Существенно улучшить отвод теплоты можно только в том случае, если основной материал имеет меньшую теплопроводность, чем пропиточный. От пропитки обычно зависит рабочая температура уплотнительных колец.

У уплотнительных колец из угольно-керамических материалов теплопроводность, прочность и твердость являются важными параметрами. Как видно из рис. 87, с повышением коэффициента теплопроводности прочность на изгиб уменьшается, однако путем подбора пропитывающего вещества ее можно изменить. При высоких нагрузках для пар скольжения в основном используют уголь и графит, пропитанные синтетическими смолами. Они имеют преимущество в том, что не склонны к схватыванию, и

Физические и механические свойства искусственных углей различного качества [14 *]

Обозначение угля	Сопротивление σ_c , мм ² /м	H_V 1,2/5, кгс/мм ²	γ , г/см ³	Пористость, %	σ_B , кгс/см ²	σ_D , кгс/см ²	Модуль упругости первого рода E , 10^6 кгс/см ²	α_t , $10^{-6}/^{\circ}\text{C}$	λ , ккал/(м · ч · $^{\circ}\text{C}$)	λ в пределах $^{\circ}\text{C}$
KIO	33/33	64/60	1,58/1,58	12,8/10,7	504/492	1300/1020	1,19/1,23	20—200° C 2,4 200—900° C 4,1	12,2	0,205
KIZ	32/33	137/108	1,62/1,63	3,94/5,75	613/525	1510/1700	1,51/1,34	20—200° C 2,2	11,9	0,214
KIB	7,5/7,3	213/190	2,59/2,63	3,73/0,8	840/805	2430/1840	1,75/1,86	20—200° C 3,3	20,0	0,134
KIC	12/10,6	159/119	2,43/2,38	5,9/4,4	780/702	>5000	1,45	20—200° C 4,4 200—500° C 5,0	18,7	0,174
KIIO	24/24	38,2/40	1,69/1,71	12,6/11,7	402/390	780/920	0,90/0,88	20—200° C 2,0 200—900° C 4,0	35,0	0,204
KIIZ	25/25	95/73,5	1,82/1,82	2,54/2,85	576/576	1360/1250	1,13/1,10	20—200° C 2,8	35,0	0,216
KIIB	8,7/8,9	80/68	2,76/2,73	0,59/1,61	588/588	1380/1390	1,18/1,31	20—200° C 2,5	41,0	0,145
KIIO	12/11	14,5/11,4	1,55/1,51	24,6/26,8	228/246	440/400	0,57/0,55	20—200° C 2,4 200—900° C 4,1	74,0	0,184
KIIZ	10,5/11	35,4/28,2	1,75/1,74	9,5/9,9	396/414	730/710	0,72/0,70	20—200° C 4,5	85,5	0,228
KIIB	2,6/2,9	35,4/28,2	3,82/3,68	0,52/4,7	534/552	900/1000	1,65/1,76	20—200° C 6,9	85,0	0,096
KIIC	2,9/2,8	48,0/45,5	3,29/3,36	6,6/4,9	735/840	1600/1330	1,17/1,86	20—200° C 5,9 200—500° C 8,2	91,5	0,149

П р и м е ч а н и я: KI — аморфный искусственный уголь; KII — электрографит; KIII — электрографит; 0 — без пропитки; Z — пропитка фенольной смолой; B — пропитка твердым свинцом (87% Pb; 13% Sb); C — пропитка фосфористой медью (91,7% Cu; 8,3% P).

при превышении допустимой температуры не выходят из строя так быстро, как угли, пропитанные металлом, у которых пропитка выплавляется и часто схватывается с металлической поверхностью. Кроме того, угли, пропитанные синтетическими смолами, химически более устойчивы.

Необходимо учитывать, что уголь, сильно пропитанный синтетической смолой или металлом, в такой же малой степени является неоднородным материалом, как и, например, высоколегированная свинцовистая бронза. Коэффициенты теплового расширения синтетических смол и металлов Pb, Cu, Ag, Sb, Ca, с одной стороны, и угля или графита, с другой, могут отличаться один от другого в десятки раз. Эти различия в тепловом расширении материалов приводят при эксплуатации (при этом имеют значение и различные коэффициенты теплопроводности) к образованию микроуглублений и выпуклостей в поверхностях скольжения [191]. Они, в свою очередь, способствуют образованию масляных карманов и возникновению гидродинамических эффектов, которые снижают трение и износ. Эти явления наблюдаются особенно при использовании воды и водных растворов с достаточно высокими коэффициентами теплопередачи, обуславливающими повышенные температурные градиенты. Эксплуатационные данные подтверждают это, особенно для углей, пропитанных металлами [76, 155].

Искусственные угли, пропитанные металлами, можно применять только в том случае, если они обеспечивают достаточно надежную работу уплотнения при температуре ниже точки плавления металлов. Кольца из графитов с мягкой основой, пропитанные синтетическими смолами, при больших и резких повышениях температуры могут лопаться, или от них могут отслаиваться кусочки в связи с различием в тепловом расширении. Такие отслоения, при которых в большинстве случаев на поверхности возникают углубления в форме кратера, в связи с неблагоприятными условиями отвода теплоты значительно чаще наблюдаются при уплотнении масел и углеводородов и, реже, воды [394, 420]. Специальной пропиткой можно улучшить антикоррозионную и химическую стойкость.

Новые угольно-керамические материалы для пар скольжения можно изготавливать с малыми допусками путем прессования, при этом получают так называемые PTS-угли (прессованные на окончательный размер), которые характеризуются значительно лучшей прирабатываемостью и более высокими термическими и химическими границами применения, чем реактопласты. Рациональные технологические методы позволяют снизить их стоимость до уровня стоимости пластмасс. Эти PTS-угли все шире и с большим успехом применяют в автомобильной промышленности в качестве материала для пар скольжения в уплотнениях насосов в системе охлаждения двигателей вместо фенольных смол с наполнителем. В связи с особенностями технологического

процесса объем пор у PTS-углей несколько больше, а их прочностные показатели несколько ниже, чем у сравниваемых углей, полученных механической обработкой (см. табл. 13).

5.1.3. Металлы

В количественном соотношении металлы для пар скольжения применяют очень широко [76, 181]. В зависимости от областей использования и стоимости изготовления находят применение пропитанные металло-керамические сплавы и литые металлы, стойкие при контакте с химически активными веществами, и

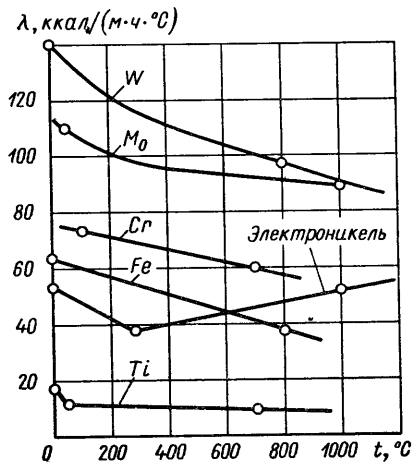


Рис. 88. Зависимость коэффициентов теплопроводности технически чистых металлов от температуры

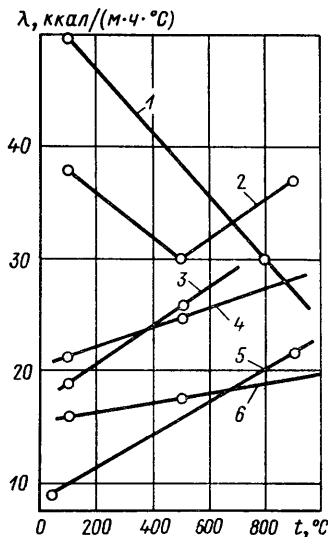


Рис. 89. Зависимость коэффициентов теплопроводности от температуры для некоторых типовых материалов, используемых в парах скольжения:

1 — инструментальная сталь; 2 — соединения Ni—Co; 3 — хромистый чугун; 4 — сталь AISI 416; 5 — хастеллой А; 6 — сталь AISI 316

коррозионно-стойкие высоколегированные соединения, а часто и многослойные материалы. По данным эксплуатации, никеле-содержащие сплавы пригодны только в диапазоне параметров, соответствующих группе I (см. табл. 1), поскольку в процессе работы на них легко образуются царапины, т. е. происходит повышенный износ. Их твердость не должна быть ниже $R_C = 50$.

Хром, кобальт и их сплавы, например, ферритное хромовое литье, стеллиты и другие материалы для покрытий, отличаются высокой износостойкостью и химической стойкостью. Их успешно используют при давлениях, указанных для групп II и III (см.

табл. 1). Однако в диапазоне максимальных давлений (группа IV, см. табл. 1) вследствие необходимости более высокой твердости и износостойкости преимущество имеют карбиды металлов. У закаленных сталей свободный углерод способствует улучшению прирабатываемости и значительно снижает износ, так как образующиеся раковины заполняются смазкой. Это же относится и к литью.

Неоднородные металлические сплавы, как, например, свинцовистые бронзы (твердость свыше 135 по Бринеллю), и некоторые сорта хромистого чугуна могут также способствовать возникновению эффекта гидродинамической смазки при образовании на уплотняющих поверхностях микроскопических углублений, вызванных действием механических и термических факторов. Прочностные свойства металлов, применяемых в парах скольжения, в десятки раз выше прочностных свойств пластмасс и угольно-керамических материалов. Коэффициент теплопроводности металла может колебаться в очень широких пределах, так как сильно изменяется даже при незначительном отклонении химического состава. На рис. 88 и 89 показана зависимость коэффициентов теплопроводности различных металлов и сплавов от температуры. Знак перед температурным коэффициентом β в соотношении $\lambda = \lambda_0(1 + \beta T)$ заранее определить очень трудно.

5.1.4. Окислы металлов

Окислы металлов в качестве материалов для пар скольжения применяют, несмотря на трудности их обработки, связанные с сохранением высокой химической стойкости и износостойкости. Применяемые материалы в большинстве случаев очень чувствительны к ударам, а также высоким температурам и перепадам температур [251]. Коэффициент теплопроводности невелик, а с повышением температуры (рис. 90) сильно снижается. Это особенно отчетливо видно при плазменном напылении рабочих слоев из карбидов и окислов металлов (табл. 15).

Массовое производство при допусках $\pm 1\%$, компенсируемых при установке эластичных Г-образных колец (см. рис. 31, в), которые, однако, ухудшают отвод теплоты, позволяет значительно снизить стоимость изготовления уплотнительных ко-

Таблица 15
Влияние технологических параметров на коэффициент теплопроводности материалов для пар скольжения

Примерный состав материала	λ при 260° С, ккал/(м·ч·°С)	
	Плазменное напыление	Спеченные материалы
93 WC, 7 Co	8,0	77,5
85 WC, 15 Co	8,0	50
25 WC, Ni, Cr, W, C	5,7	25
85 Cr ₃ C ₂ , 15 Ni—Cr	6,5	15
99 Al ₂ O ₃	1,8	17,5

лец из окиси алюминия. Однако изоляция керамического кольца пластмассовыми кольцами с Г-образным сечением, обладающих низкой теплопроводностью, в значительной мере ухудшает отвод теплоты. Их применяют в основном в бытовых машинах, работают они в паре с кольцами из искусственных смол и угля. Эти пары скольжения обладают высокой износостойкостью и не ржавеют. Однако их прирабатываемость недостаточно хороша.

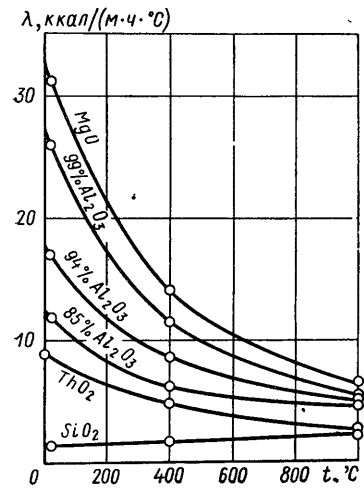


Рис. 90. Зависимость коэффициента теплопроводности окислов металлов от температуры

Оксиды металлов несомненно являются перспективными материалами для использования в парах скольжения. Карбиды металлов характеризуются особенно высокой твердостью и износостойкостью, и их применяют в первую очередь при высоких нагрузках, соответствующих группам III—IV (см. табл. 1). По технологическим причинам в большинстве случаев их используют не в чистом виде, а с металлическими связками, такими как никель, кобальт и т. д., а также в сочетании с другими карбидами (см. табл. 13). Как видно из рис. 91, коэффициенты теплопроводности могут быть различными. Очень высокие значения модуля эластичности в некоторых случаях мешают получить требуемую герметичность уплотнения, так что иногда приходится прилагать значительные усилия для снижения этих значений подбором связки [18]. При воздействии химически агрессивных сред и связку, и карбид следует рассматривать как в сочетании, так и отдельно. Наиболее часто применяют карбиды вольфрама с кобальтовыми связками, которые, однако, неустойчивы при воздействии химически чистой воды и окисляются уже при 600° С.

В уплотнениях для жидкого кислорода и азотной кислоты очень хорошо работают карбиды вольфрама с платиновой связкой [7*]. Карбиды титана, имеющие меньшую теплопроводность, отличаются очень широким диапазоном рабочих температур и антикоррозионной стойкостью.

Однако их прирабатываемость недостаточно хороша. Стекло также имеет хорошую износостойкость, однако рабочие температуры ни в коем случае не должны повышаться до температуры точки его размягчения. Для упрощения обработки в последнее время применяют окислы металлов с металлической связкой (см. материалы из металлокерамики № 48 и № 49, табл. 13).

5.1.5. Карбиды

Оксиды металлов несомненно являются перспективными материалами для использования в парах скольжения. Карбиды металлов характеризуются особенно высокой твердостью и износостойкостью, и их применяют в первую очередь при высоких нагрузках, соответствующих группам III—IV (см. табл. 1). По технологическим причинам в большинстве случаев их используют не в чистом виде, а с металлическими связками, такими как никель, кобальт и т. д., а также в сочетании с другими карбидами (см. табл. 13). Как видно из рис. 91, коэффициенты теплопроводности могут быть различными. Очень высокие значения модуля эластичности в некоторых случаях мешают получить требуемую герметичность уплотнения, так что иногда приходится прилагать значительные усилия для снижения этих значений подбором связки [18]. При воздействии химически агрессивных сред и связку, и карбид следует рассматривать как в сочетании, так и отдельно. Наиболее часто применяют карбиды вольфрама с кобальтовыми связками, которые, однако, неустойчивы при воздействии химически чистой воды и окисляются уже при 600° С.

В уплотнениях для жидкого кислорода и азотной кислоты очень хорошо работают карбиды вольфрама с платиновой связкой [7*]. Карбиды титана, имеющие меньшую теплопроводность, отличаются очень широким диапазоном рабочих температур и антикоррозионной стойкостью.

Однако их прирабатываемость недостаточно хороша. Стекло также имеет хорошую износостойкость, однако рабочие температуры ни в коем случае не должны повышаться до температуры точки его размягчения. Для упрощения обработки в последнее время применяют окислы металлов с металлической связкой (см. материалы из металлокерамики № 48 и № 49, табл. 13).

В последнее время появились поддающиеся закалке карбиды титана со связками из железа или хромоникелевых сплавов. Преимущество их состоит в том, что кольца можно обрабатывать до определенного размера и уже потом закалывать (см. материал 61, табл. 13). Карбиды хрома как материалы для пар скольжения не оправдали себя, поскольку они очень восприимчивы к резким механическим нагрузкам и перепадам температур. При изготовлении их очень сложно контролировать размеры и соответствие форм, а шлифование алмазным инструментом происходит медленно и связано с высокими затратами.

Карбиды металлов часто наносят на поверхность в виде тонких облицовочных слоев путем плазменного напыления [88]. Преимущество такого изготовления очевидно, однако при этом резко понижается коэффициент теплопроводности материалов (см. табл. 15).

Наряду с материалами, показанными в пяти основных группах (см. табл. 13) для особых режимов эксплуатации (при высокой температуре, скорости, химическом воздействии и т. д.) можно использовать специальные материалы из самых различных соединений, так например WSi₂, VB₂, MoB, B₄C, Al—Cr—Mo [18, 29, 77, 262, 279, 280, 305], однако серийно их почти не применяют.

В заключение необходимо также обратить внимание на то, что по технологическим причинам, например при недостаточной мощности прессового оборудования, установок для спекания или пропитки, кольца больших размеров могут приобретать нежелательные свойства (повышенную пористость, увеличение доли связки, снижение прочностных показателей, увеличение внутренних напряжений, причем этот перечень является далеко не полным). Дефекты материала, обусловленные технологией производства, в большинстве случаев выявить очень трудно, и они часто являются причиной непредвиденного выхода из строя крупногабаритных уплотнений.

5.2. Материалы пар

Наряду с подбором материалов для уплотнительных колец торцовых уплотнений чрезвычайно важно комбинирование материалов для пар скольжения. Прежде всего необходимо учитывать,

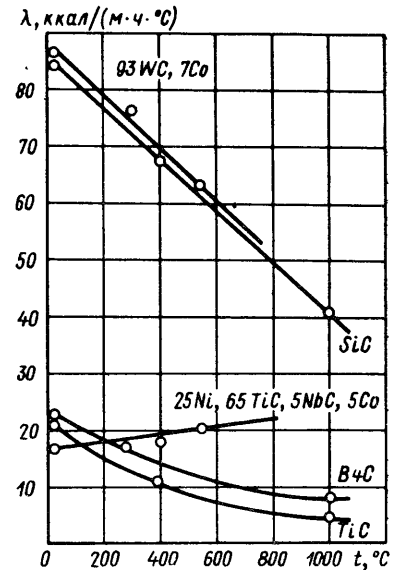


Рис. 91. Зависимость коэффициента теплопроводности карбидов металлов от температуры

что материалы в паре скольжения в условиях конкретной уплотняемой среды должны иметь хорошую износостойкость против образования царапин или опасности схватывания. Кроме того, должна быть предусмотрена хорошая прирабатываемость на случай непредусмотренных нарушений в ходе эксплуатации. Материалы для пар скольжения (что чрезвычайно важно) необходимо подбирать и комбинировать так, чтобы обеспечивался безупречный отвод теплоты, образующейся при трении, без опасности перегрева материалов или пленки смазочного материала в зазоре.

Кольцо, обеспечивающее лучший отвод теплоты, следует всегда устанавливать на стороне с более низкой температурой. Даже замена материалов с различными значениями λ может привести к изменению сопротивляемости износу (табл. 16). В опытах

Таблица 16

Влияние коэффициента теплопроводности на износ при замене местами материалов в паре скольжения по Ташенбергу [279]

№	Вращающийся диск/стационарная опора	Износ, мг
1	Облицовочный слой с карбидом вольфрама (8) */металло-керамика (29) (29)/(8) *	50
		441
2	Облицовочный слой с $\text{Cr}_3\text{C}_2(6,5)$ */металлокерамика (29) (29)/(6,5) *	62
		1023
3	Сплав кольмоной (15) */металлокерамика (29) (29)/(15) *	18
		99
4	Стеллит (9) */металлокерамика (29) (29)/(9) *	76
		113
5	Облицовочный слой с карбидом вольфрама (8) */стеллит (9) * (9)/(8) *	50
		54

Условия проведения испытаний следующие: технически сухое трение при комнатной температуре; опора с усилием 2,3 кгс радиально прижимается к диску, вращающемуся со скоростью $v_g = 8$ м/с. В скобках даны коэффициенты теплопроводности [в ккал/(м·ч·°С)] при 260° С.

* Облицовочные слои, наносимые на нержавеющую сталь 316 (16).

в связи с более высокой теплоемкостью и лучшими коэффициентами передачи теплоты воздуху вращающийся диск следует рассматривать как теплоотдающий, в то время как неподвижная опора имела ограниченную теплоемкость и излучающую способность.

Если при эксплуатации в результате недопустимого повышения температуры пленка смазочного материала в зазоре испаряется, то технически сухое трение повышает износ. Кроме того, материалы пар скольжения следует подбирать таким образом, чтобы надежно предотвратить образование трещин от действия тепловых напряжений. Лучше работают уплотнения, у которых материалы уплотнительных колец имеют различную твердость. Если поверхность скольжения повреждается при попадании инородных тел, то эти повреждения возникают в основном в более мягком материале. В дальнейшем в результате адгезионного износа более твердой неповрежденной поверхности происходит компенсация. Если же повреждены обе поверхности, то износ в результате трения повышается, а это ведет обычно к преждевременному выходу уплотнения из строя.

5.3. Износостойкость

Надежно определить относительную износостойкость и срок службы пары скольжения для уплотнительных колец в подвижных соединениях можно только на основе проверки ее работы в эксплуатационных условиях. Любое изменение основных воздействующих факторов, таких как состояние трения, контактное давление, скорость скольжения, температура, смазывающие способности среды, содержание инородных частиц в уплотняемой жидкости, вибрации и т. д., влияет на износ. Износ уплотнительных колец в подвижных соединениях можно подразделить на пять групп:

- 1) адгезионный в результате воздействия сил, притягивающих трущиеся поверхности;
- 2) абразивный, возникающий в результате зацепления неровностей двух грубо обработанных поверхностей или при попадании в зазор инородных тел; абразивный износ в несколько десятков раз выше, чем адгезионный;
- 3) коррозионный, которому способствуют химические воздействия, в частности высокие температуры в уплотняемом зазоре;
- 4) поверхностный, вызываемый образованием в контактирующих поверхностях трещин, возникающих под действием термических напряжений и усталости;
- 5) струйный, который может возникать в результате эрозийного воздействия жидкостей и газов при высоких скоростях потока.

В условиях эксплуатации может встречаться как один вид износа, так и их комбинация.

Для пар скольжения из металлических материалов в соответствии с теорией адгезионного износа было составлено уравнение по Архарду [9] и Хольму [123]:

$$V = ZP_G \omega / H, \quad (52)$$

где V — снятый в результате износа объем более мягкого материала; Z — коэффициент износа; w — пройденный путь; H — твердость.

В работе Рабиновича [235] соотношение между износом мягкого и твердого материалов выглядит следующим образом:

$$A_1 = (\sigma_{0,2}/\sigma_{0,2_1})^2 A, \quad (53)$$

где индекс 1 относится к более твердому материалу.

Уравнение (52) можно записать также в несколько измененной форме, если значения для v_g выражены в см/ч, а твердость в кгс/см²,

$$A = Z p_g v_g / H, \quad \text{см/ч.} \quad (54)$$

Результаты исследования Фуллера [88] для пар скольжения с металлическими материалами хорошо согласуются с данными расчета по уравнению (52) или (54). Таким образом, в соответствии с уравнением (54) адгезионный износ зависит от контактного давления, скорости скольжения и коэффициента износа Z , на который оказывает сильное влияние процесс трения и твердость материала. Это уравнение в первом приближении можно использовать также для определения износостойкости уплотнительных колец из типичных пар материалов, таких как пластмасса (металл и искусственный уголь) и металл. Однако опытами было установлено, что соотношение твердостей материалов следует выбирать осторожно, что будет показано ниже. Обычно в основном изнашивается пластмассовое или угольное кольцо. Исходя из этого две указанные группы материалов были особенно тщательно исследованы на стенде. На практике возможно, что изготовители угольно-керамических материалов и уплотнений и непосредственный потребитель проводят широкие исследования на износ в конкретных специфических условиях. Ниже адгезионный износ при различных эксплуатационных условиях будет рассмотрен более подробно.

5.3.1. Влияние режима трения

Уплотнительные кольца торцовых уплотнений можно применять при всех режимах трения, даже при работе в небольшие отрезки времени. Как уже упоминалось, режим трения может изменяться от жидкостного и смешанного в гидродинамических и гидростатических уплотнениях подвижных соединений и в уплотнениях, не несущих нагрузки и имеющих смещения поверхностей скольжения, до технически сухого трения в перегруженных уплотнениях и при герметизации газов или даже до холодного трения у сжиженных газов и до трения в вакууме в уплотнениях, работающих на реактивных самолетах и ракетах.

Если в благоприятных условиях срок службы уплотнения даже при граничном трении может составлять несколько лет, то при технически сухом трении или даже при трении в вакууме применяют уплотнения, у которых срок службы ограничивается несколькими неделями или даже часами.

На рис. 92 на основании многочисленных исследований автора и с учетом результатов научно-исследовательских работ [13, 29, 37, 38, 39, 77, 138, 163, 177, 227, 236, 246, 247, 248, 305, 313, 13*, 14*, 15*] сделана попытка показать влияние режима трения на величину коэффициента трения и износ пары материалов уголь/металл в диапазоне нагрузок групп I—II (см. табл. 1). Классификацию по режимам трения производили путем равномерного подразделения всего диапазона трения при условии последовательного перехода от одного режима трения к другому. Трение в вакууме и холодное трение при очень низких температурах объединены в одну группу в связи с аналогичностью процессов.

В указанном диапазоне нагрузок при смешанном трении в соответствии с данными, полученными опытным путем, износ $A = 0,01$ мкм/ч, аналогичный порядок величин износа может при соответствующем подборе пар материалов и смазки отмечаться также и в диапазоне граничного трения. В табл. 17 приведены сравнительные величины для примерно одинаковых условий нагрузки при сухом и граничном трении. По данным Хольма [123], в этом диапазоне можно ожидать различия в износе в отношении 1 : 10. Приведенные значения частично на один порядок выше, чем при сухом трении, что может быть обусловлено высокими температурами.

В диапазоне технически сухого трения влияние материала проявляется очень сильно, так что величины износа могут легко превышать два порядка. Как показывают исследования Аткинса и Гриффитса [13] (табл. 18), подобное наблюдается и при трении в вакууме, где износ $A = 25\,000$ мкм/ч даже при малых нагрузках.

В диапазоне очень низких температур при уплотнении сжиженных газов также отмечается очень высокий износ. На рис. 93

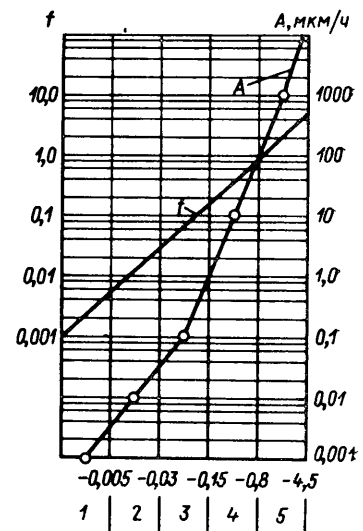


Рис. 92. Влияние режима трения на величину коэффициента трения и износ пары уголь/металл в диапазоне групп I—II (см. табл. 1):

1 — жидкостное; 2 — смешанное;
3 — граничное; 4 — технически
сухое; 5 — в вакууме (при низкой
температуре)

Таблица 17

Сравнение измеренных величин износа при различных режимах трения (При испытаниях для неподвижного контркольца использовали хромистый чугун с $\lambda = 19$ ккал/(м·ч·°C); температуру T измеряли на глубине около 0,5 мм ниже поверхности кольца из хромистого чугуна)

Условия проведения испытаний		Технически сухое трение ($v_g = 3,35$ м/с, воздух при 20° С; $p_g = p_f = 5$ кгс/см ²)				Граничное трение ($v_g = 5$ м/с; вода при 20° С; $p_g = p_f = 5$ кгс/см ² ; $p_g/p_1 = 1,25$)		
№*	Пропитка	λ , ккал/(м·ч·°С)	A_1 , мкм/ч	h , мкм	T , °С	A_2 , мкм/ч	h , мкм	A_1/A_2
1	—	0,65	62	20	280	0,2	0,9	310
2	Баббит	41	25	12	350	0,1	1,0	250
3	Синтетическая смола	40	73	16	100	0,45	1,8	162
4	Баббит	20	47	4,1	350	0,4	1,2	117
5	Синтетическая смола	100	3,5	3,0	130	0,08	2,0	44
6	—	4,0	18	8,0	270	1,6	3,2	11,2
7	Медь	19	1,4	2,7	150	0,16	1,1	8,8
8	Медь	48	10,6	2,3	105	3,5	3,8	3,0

* № 1 — фенольная смола с наполнителем; № 2, 3, 5, 8 — электрографит; № 4, 7 — графит с углем, № 6 — твердый уголь.

Таблица 18

Влияние пропитки политетрафторэтиленом на износ угольных колец при имитации полета на высоте 18 000 м, по данным Аткинса и Гриффитса [13]

Материал щеток	Износ, мкм/ч	A_2/A_1
Графит, пропитанный политетрафторэтиленом A_1	25—370	} 40—50
Графит без пропитки A_2	3700—15 000	
Меднографит с политетрафторэтиленовой пропиткой A_1	12—25	} 210—600
Меднографит без пропитки A_2	2500—15 000	

показаны результаты сравнительного испытания в сухом воздухе и в жидком азоте. В данном случае износ у углей с различной пропиткой в жидком азоте также примерно на два порядка превышает износ при сухом трении. Такой высокий износ при сухом и холодном трении и при трении в вакууме можно значительно снизить (на основании теории адгезии) соответствующей пропиткой и уменьшением действия свободных поверхностных сил. Так, например, Аткинс и Гриффитс [13] сообщали, что путем пропитки материалов из угля и спеченных материалов с самыми различными гигроскопичными или выделяющими кислород соединениями, а также с помощью жидких и сухих смазок можно существенно уменьшить износ угольных щеток при высоких скоростях (табл. 18 и 19). Аналогичные результаты были получены при исследовании работы пластмасс в паре с металлами.

Известно, например, что коэффициент трения у политетрафторэтилена при работе в паре с большинством металлов и при низких скоростях скольжения $f = 0,05$. Однако, если эта величина при $v_g = 10$ м/с поднимается до значений $f > 0,3$, то

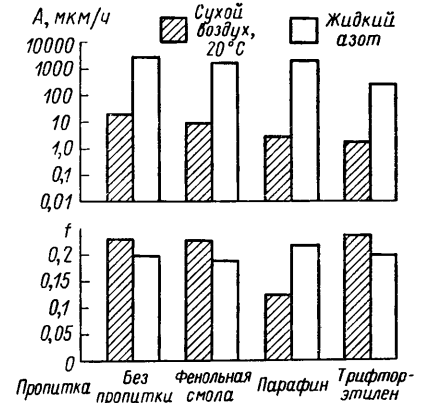


Рис. 93. Влияние среды и пропитки на износ искусственных углей [304] (уголь в паре с диском из стали AISI 304; $p_g = 1,5$ кгс/см²; $v_g = 11,5$ м/с)

Таблица 19

Влияние измененных условий при различной высоте над уровнем моря на износ и коэффициент трения угольных щеток по данным Аткинса и Гриффитса [13]

Материал щеток	Имитированная в лаборатории высота полета					
	На уровне моря		18 000 м		24 000 м	
	A , мкм/ч	f	A , мкм/ч	f	A , мкм/ч	f
Электрографит, пропитанный политетрафторэтиленом	2,5	0,17—0,22	6,3	0,19—0,21	12,7—25,4	0,08—0,11
			6,3	0,18—0,21	8,9	0,04
Меднографит, пропитанный политетрафторэтиленом	3,8	0,25	100,0	0,17	152,0	0,17—0,18

износ резко возрастает. Аналогичные результаты получены Майером [177] при испытании колец из фенольной смолы с наполнителем в паре с металлом. При сухом трении износ возрастает до нескольких сотен микронов в час, а коэффициент трения $f > 0,7$. Подобные результаты были также получены Хокелем [121] для пары трения резина/металл.

Приведенные результаты исследований позволяют сделать вывод о том, что коэффициент трения не всегда повышается пропорционально износу, но если износ имеет в основном адгезионный характер, то он возрастает при переходе от жидкостного трения к холодному и трению в вакууме. В режиме технически сухого, холодного трения и трения в вакууме величины износа могут превышать три порядка. Особенно большое влияние на них оказывает среда, пропитка и выбранный материал, работающий в паре с кольцом.

5.3.2. Влияние контактного давления

Чаще всего повышение контактного давления сопровождается повышением температуры в уплотняемом зазоре, влияющей на режим износа. На основании данных, полученных при исследованиях Джонсоном [138], на рис. 94 показан рост износа угля, пропитанного фенольной смолой. Нелинейный характер изменения

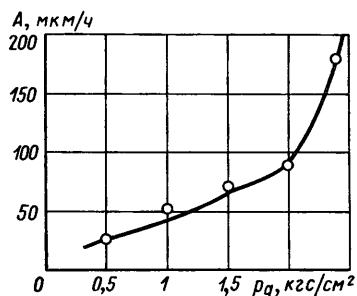


Рис. 94. Влияние контактного давления на износ угля, пропитанного фенольной смолой при 260°C (второй материал пары скольжения сталь AISI 347 с $R_B = 75$; $v_g = 50$ м/с [138])

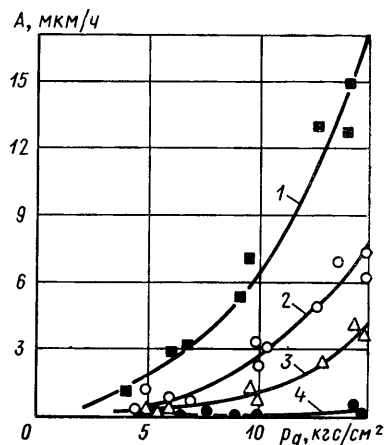


Рис. 95. Кривые износа высоконагруженных торцовых уплотнений при смазке водой ($p_g/p_1 = 1,2 \div 4$; $v_g = 5$ м/с): 1 — Ko/Na; 2 — Pre/Na; 3 — Pre/RG; 4 — Ko/RG

износа в результате дополнительного влияния давления и температуры наблюдался Майером [177] и в диапазоне граничного трения (рис. 95). Возрастающее вытеснение пленки смазочного материала и непосредственный контакт твердых тел повышают износ, однако при граничном трении износ значительно ниже, чем при сухом.

Увеличение износа при росте давления, рассчитанное по уравнению (54) можно в общем считать правильным. Оно наблюдается также и у других материалов. Так, например, Кроок [54] отметил линейный характер роста износа у пар скольжения латунь/сталь и стеллит/сталь, у которых величина p_g превышала три порядка. При испытаниях торцовых уплотнений гусеничных тягачей, проводившихся в течение более 4860 ч, Майер [199] отметил, что у пары скольжения бронза/сталь при герметизации смазки подшипника ($v_g = 5$ м/с, $p_g = 2,5$ кгс/см²) износ бронзового кольца $A = 0,2 \div 0,26$ мкм/ч, а стального $A = 0,1 \div 0,12$ мкм/ч. Такие данные для износа, очевидно, были получены в основном для диапазона граничного трения. Опыты с металлическими кольцами торцовых уплотнений проводил Фуллер [88] при $v_g = 5$ м/с, $p_g \leq 35$ кгс/см² и температуре до 800°C . В них в основном была подтверждена правильность уравнения (52). Было отмечено также, что материалы, сохраняющие твердость и при высоких температурах, обычно характеризуются небольшим коэффициентом трения.

Увеличение износа с повышением контактного давления является вместе с сопутствующим ему повышением температуры основной причиной создания разгруженных торцовых уплотнений с увеличенным сроком службы.

5.3.3. Влияние скорости скольжения

В соответствии с уравнением (54) при повышении скорости скольжения должен увеличиваться износ. Это действительно при отсутствии дополнительных гидродинамических эффектов. В соответствии с данными измерений Пакстона и Шоберта [227] на рис. 96 показано влияние скорости скольжения на износ, коэффициент трения и температуру при работе без смазки, а по данным Визандера [305] на рис. 97 — влияние скорости скольжения на износ при использовании в качестве смазки жидкого азота. Как видно из рис. 97, коэффициент износа или остается постоянным или уменьшается в зависимости от подобранной пары материалов и уплотняемой среды.

Испытания в эксплуатационных условиях свидетельствуют о том, что линейный характер увеличения износа в нормальных условиях сохраняется до тех пор, пока температура в уплотняемом зазоре при различных скоростях скольжения колеблется в небольших пределах. У торцового уплотнения (хромистый чугуно/электрографит; $p_1 = 40$ кгс/см²; масло; $p_g/p_1 = 1,2$) при $v_g = 4$ м/с износ $A = 0,12$ мкм/ч, а при $v_g = 8$ м/с износ $A = 0,21$ мкм/ч. В случае увеличения температуры, вибрации и несоосности вала при повышении частоты вращения приходится считать с дополнительным ростом износа.

5.3.4. Влияние материала контрольца

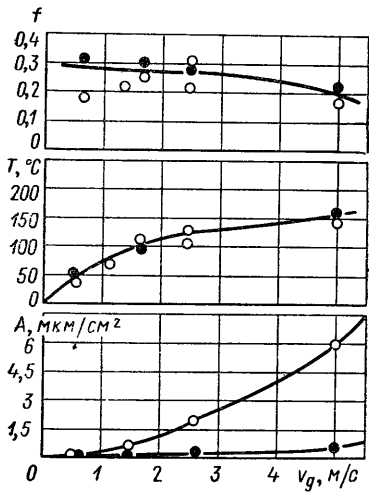


Рис. 96. Влияние скорости скольжения v_g на величину износа A , температуру T и коэффициент трения f для материалов на основе угля [227] (сухое трение на воздухе при 20°C ; материал колец, серый чугун/уголь; $p_g = 1,4 \text{ кгс/см}^2$, промежуток времени между точками измерений 100 ч; термоэлемент установлен на глубине 2,4 мм от контактной поверхности угольного кольца):

○ — необработанный уголь; ● — тот же уголь, но после термообработки и пропитки солями металлов

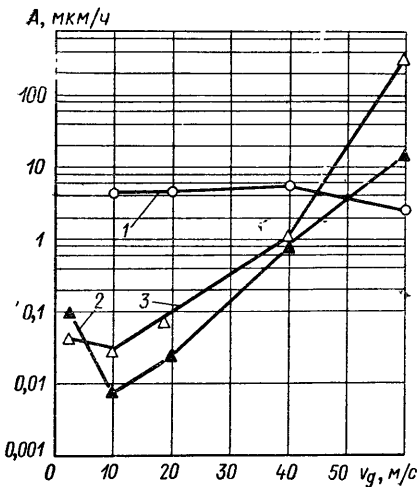


Рис. 97. Влияние скорости скольжения на износ различных материалов в жидком азоте по данным Визандера и сотрудников [305] (второй материал пары скольжения сталь AISI 304; $p_g = 1,5 \text{ кгс/см}^2$):

1 — графит/фенол-фурфурол; 2 — уголь/политетрафторэтилен; 3 — графит/нейлон

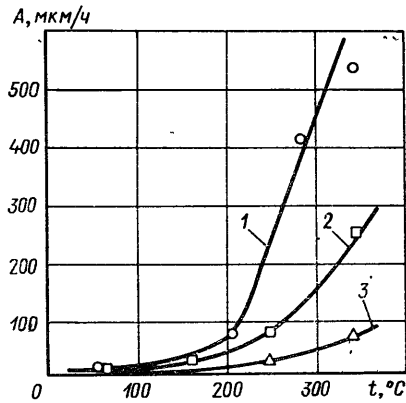


Рис. 98. Влияние материала контрольца на износ угля при различных температурах [138] (вращающееся кольцо/угольное контрольцо; $p_g = 1,5 \text{ кгс/см}^2$; $v_g = 50 \text{ м/с}$):

1 — инструментальная сталь; HRC 62; 2 — сталь AISI 347; HRA 51; 3 — хромоникелевая сталь

На износостойкость материала уплотнения влияют также его твердость, прочность, антифрикционные свойства и количество отводимой теплоты. По уравнению (54) в режиме адгезионного износа при увеличении прочности следует ожидать уменьшение износа. Однако, как видно из рис. 98, уголь при работе в паре с инструментальной сталью, которая имеет значительно более высокую твердость и теплопроводность, изнашивается быстрее, чем при работе в паре с нержавеющей сталью AISI 347. Данные, приведенные на рис. 95, также свидетельствует о том, что износ изменяется в зависимости от твердости с отклонениями от закономерности, поэтому пары скольжения для уплотнения подвижных соединений необходимо подбирать опытным путем.

5.3.5. Влияние температуры

С повышением температуры часто снижается прочность, твердость, а также разрушается пропитка. При этом может произойти испарение пленки смазочного материала в уплотняемом зазоре. Данные опытов работы уплотнений при сухом трении, проведенные Джонсоном и сотрудниками [138] (рис. 99 и 100), позволяют сделать вывод о том, что износ различных угольно-керамических материалов с повышением температуры очень быстро возрастает. Величину износа можно изменять на порядок подбором материалов для пар скольжения (рис. 100).

Температура в зазоре не должна повышаться до температуры начала испарения смазки. В данном случае существенное значение имеют коэффициенты теплопроводности материалов пар скольжения (см. рис. 95). Продукты распада, возникающие в результате действия чрезмерной термической нагрузки на пленку смазки и материалы, также могут в определенных условиях в результате забивания подвижных элементов уплотнения вызывать его повышенный износ и вывести из строя (см. раздел 9.6). Поэтому необходимо обеспечить безупречный отвод теплоты, выделяющейся при трении. Недопустимые повышения температуры могут увеличить не только износ, но и утечки (как видно из следующего примера).

В гидравлической системе реактивного истребителя применяли масло, которое в маслосборнике имело температуру 150°C . Поскольку на поверхностях скольжения температура $T \approx 550^\circ\text{C}$, то силиконовое

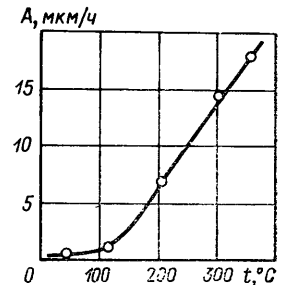


Рис. 99. Влияние температуры на износ угля, пропитанного фенольной смолой [138] (сухое трение; материал контрольца серый чугун; $p_g = 1,5 \text{ кгс/см}^2$; $v_g = 2 \text{ м/с}$)

масло в этих горячих зонах распалось на полимерные составляющие. Эти твердые составляющие обуславливали высокий износ и высокую шероховатость поверхности, а кроме того, блокировали уплотнение, зацементировав пружины. В резуль-

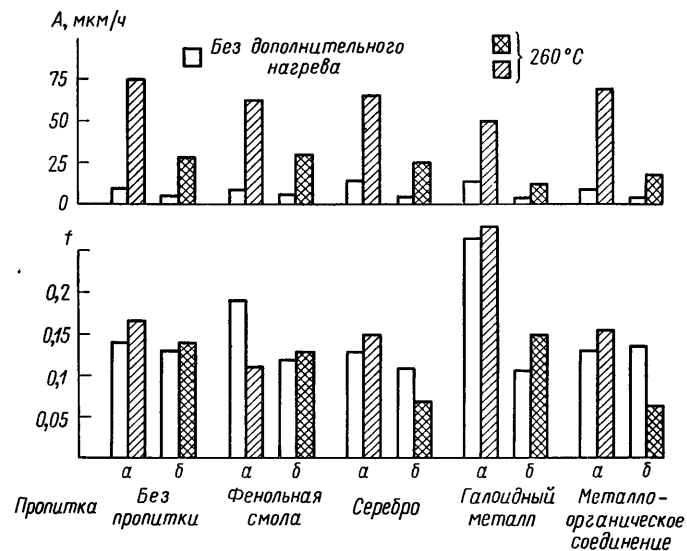


Рис. 100. Влияние температуры и пропитки на износ и трение угольных опор [138] ($p_g = 1,5 \text{ кгс/см}^2$; $v_g = 50 \text{ м/с}$) при различном материале контрольца:

а — сталь AISI 347; б — хромированная сталь

тате во время полета в течение 5 ч было потеряно 9,5 л масла из 30 л. Проблема была решена применением сложного дизфира. Для повышения сроков службы торцовых уплотнений в каждом случае необходимо стремиться поддерживать минимальную температуру подбором материалов для пар скольжения с соответствующими коэффициентами теплопроводности, дополнительным охлаждением, смазкой и разгрузкой.

5.3.6. Влияние смазывающих свойств среды

Уплотняемая среда также оказывает существенное влияние на срок службы уплотнения. На рис. 101 и в табл. 20 приведены данные, свидетельствующие о влиянии смазывающей жидкости на износ. Какую-либо закономерность обнаружить трудно, поскольку, например, пара материалов, работающая в воде, может иметь значительно меньший износ, чем в масле. Сжиженные газы, такие как водород, азот и кислород не образуют пленки между контактными поверхностями [305] и характеризуются низкими смазочными свойствами (рис. 102). В соответствии с результа-

тами Визандера и Джонсона [305] (рис. 102) жидкий водород обладает значительно худшими смазывающими свойствами, чем жидкий азот.

При уплотнении сжиженных газов оптимальные результаты получаются при применении угольных колец, пропитанных по-

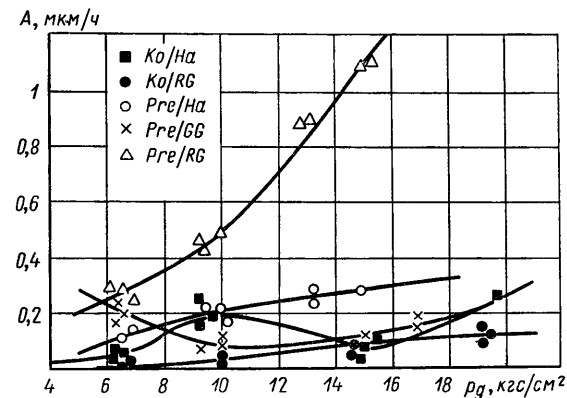


Рис. 101. Кривые износа колец в высоконагруженных уплотнениях при использовании в качестве смазки масла «мобил-ойл-арктик» ($p_g/p_1 = 1,2 \div 4$; $v_g = 5 \text{ м/с}$)

литетрафторэтиленом. Как видно из рис. 93, износ при жидких газах в большинстве случаев значительно выше, чем при сухом трении на воздухе при тех же условиях, хотя сжиженный газ очень хорошо поглощает теплоту, выделяющуюся при трении.

Таблица 20

Износ A (в мкм/ч) и величина зазора h (в мкм) при различных давлениях, парах скольжения и уплотняемых средах (значения получены по результатам не менее двух измерений; величины износа A относятся только к материалам Ко или Pre; $v_g = 5 \text{ м/с}$)

p_g , кгс/см ²		Ko/Na		Ko/RG		Pre/Na		Pre/GG		Pre/RG	
		A	h	A	h	A	h	A	h	A	h
Вода	до 6,5	3,0	3,6	0,1	5,0	0,5	5,2	0,05	2,4	0,4	2,1
	» 10	6,5	6,1	0,15	5,2	3,2	7,5	0,14	1,3	0,8	5,3
	» 15	15,0	10,3	0,2	6,2	7,1	12,0	0,12	0,75	4	16,0
Дизельное топливо	до 6,5	0,07	2,0	0,6	3,5	0,05	1,8	0,15	1,6	1,2	13,7
	» 10	0,08	2,2	0,1	3,0	0,6	6,3	0,06	1,05	4,2	21,0
	» 15	0,15	2,6	0,4	7,2	1,1	3,0	0,28	1,0	8,1	30,0
	» 20	0,25	6,1	0,7	12,5	2,7	2,8	0,9	2,5	—	—
Масло «мобил-ойл-арктик»	до 6,5	0,05	1,7	0,01	4,2	0,01	3,5	0,2	3,1	0,3	8,2
	» 10	0,2	2,0	0,05	6,0	0,2	1,2	0,08	1,65	0,5	18,5
	» 15	0,08	0,5	0,09	3,1	0,28	5,7	0,12	5,3	1,1	25,0
	» 20	0,25	0,55	0,12	0,9	—	—	—	—	—	—

Для торцовых уплотнений двойного действия в качестве изолирующей, смазочной и охлаждающей жидкости хорошо зарекомендовали себя водно-масляные эмульсии, поскольку с добавкой масла может повыситься устойчивость смазывающей пленки

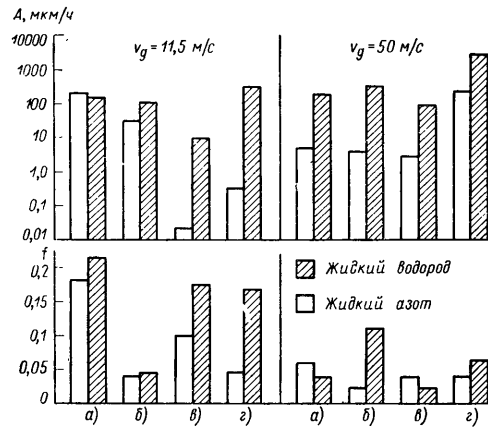


Рис. 102. Влияние материала, среды и скорости скольжения на износ и трение при низких температурах [305] (материал контрольного кольца сталь AISI 304; $p_g = 1,5 \text{ кг/см}^2$):

a — уголь, пропитанный фторидом металла; b — графит—фенол—фурфурол; v — уголь — ПТФ; z — графит—нейлон

в уплотняемом зазоре, в то время как вода способствует отводу теплоты.

Иногда пара материалов с отличными результатами эксплуатации в одной среде совершенно не может работать в другой. Майер [177] сообщил, что пара материалов пресс-масса на ос-

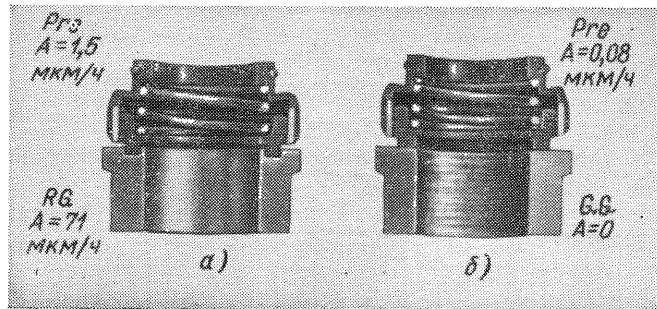


Рис. 103. Износ второго материала при дизельном топливе ($p_1 = 5 \text{ кг/см}^2$; $p_g = 6,75 \text{ кг/см}^2$; $b = 0,25 \text{ см}$; $v_g = 5 \text{ м/с}$):
 a — Pre/RG после 30 ч работы; b — Pre/GG после 300 ч работы

нове синтетических смол/медное литье при герметизации воды имела величину износа $A = 0,4 \text{ мкм/ч}$, однако при уплотнении дизельного топлива износ увеличился до значения $A = 71 \text{ мкм/ч}$ для кольца из синтетической смолы и до $A = 0,08 \text{ мкм/ч}$ для кольца из медного литья (рис. 103). При этом кольцо из синтетической смолы врезалось острыми кромками в металлическое кольцо.

В другом случае торцовое уплотнение (электрографит/закаленная сталь, $k = 1$, $p_g = 17,5 \text{ кг/см}^2$, $v_g = 5 \text{ м/с}$) при герметизации масла имело коэффициент трения $f = 0,073$ и износ $A = 0,3 \text{ мкм/ч}$. При тех же условиях, но герметизации воды коэффициент трения $f = 0,056$, а износ возрос на несколько порядков до $A = 1500 \text{ мкм/ч}$. Такие непредвиденные обстоятельства можно выявить только опытным путем.

5.3.7. Влияние твердых частиц среды

Все приведенные ранее причины износа были результатом действия в основном сил адгезии. Появление инородных частиц в уплотняемой среде сопровождается нежелательным абразивным износом.

Если рабочие поверхности уплотнительных колец нельзя защитить от попадания твердых частиц, содержащихся в герметизируемой жидкости, промывкой или защитным уплотнением, то они часто подвергаются очень высокому износу.

Содержащиеся в растворе твердые вещества после испарения растворителя могут откладываться на поверхностях скольжения и вызывать сильный износ. Уплотнять загрязненные жидкости, растворы солей, соки фруктовые, краски и т. д. очень сложно.

При транспортировании по трубопроводам жидкостей, содержащих шлам и песок, срок службы в несколько недель в ряде случаев может быть уже достаточно большим [7*, 218]. Без защитных мероприятий, таких как промывка, преграждение доступа масла, применение защитного уплотнения или торцового уплотнения двойного действия, синтетические материалы и угли часто непригодны, при этом целесообразно заменять их очень износостойкими парами из самых различных защитных материалов, окислов металлов и карбидов. Так, например, уплотнительные кольца из карбида вольфрама безупречно работали в насосе для артезианской скважины несколько лет, в то время как салники обычно выходили из строя через две—четыре недели. В другом циркуляционном насосе, который перекачивал воду с мелкозернистой окисью железа, кольца из карбида вольфрама выдерживали 30—60 дней, в то время как другие материалы выходили из строя уже через 1—2 дня.

Можно отметить и такие случаи, когда частицы металла растворяются и вызывают не только механический износ, но и термогальваническую коррозию. Так, например, в соответствии с данными Майера [179] поверхность скольжения уплотнительного кольца из серого чугуна, работающего в паре с кольцом из пластмассы на основе фенольной смолы, полностью омедняется, когда в результате химической реакции разрушается арматура из материала, содержащего медь, или корпус из первичного алюминия. В паре материалов электрографит/хромистый чугун на поверхности скольжения угля происходит отложение слоя меди.

Абразивный износ в результате попадания инородных частиц и отложений в уплотняемом зазоре очень высокий. Однако защитные мероприятия и соответствующий подбор материалов позволяют его значительно снизить. Более подробно этот вопрос рассмотрен в разделе 9.6.

5.3.8. Влияние шероховатости поверхности

Несмотря на то, что все поверхности скольжения, применяемые на практике, обычно выпускают со средней шероховатостью поверхности $R_a = 0,015 \div 0,5$ мкм, такая глубина микронеровностей может измениться при эксплуатации (см. табл. 20). В торцовых уплотнениях в условиях эксплуатации отмечаются случаи

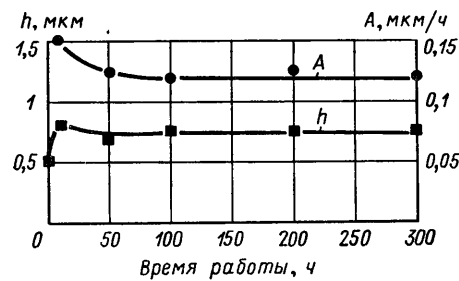


Рис. 104. Изменение величин износа A и зазора h при обкатке (Pre/CG; $p_1 = 5$ кгс/см²; $p_g = 13,2$ кгс/см²; $v_g = 5$ м/с)

уменьшения шероховатости поверхности скольжения и увеличения до ее полного выхода из строя ($R_{max} \leq 150$ мкм). При постоянных эксплуатационных условиях шероховатость поверхностей скольжения после периода обкатки не меняется (рис. 104). Это же относится обычно и к режиму трения, температуре, износу (рис. 105).

В зависимости от нагрузки и износостойкости материалов пар скольжения процесс обкатки может продолжаться несколько часов, а иногда несколько месяцев. На рис. 106 приведены данные анализа влияния срока службы на износ торцовых уплотнений с кольцами из твердого угля, пропитанного синтетической смолой, выпускаемых большими партиями, для перекачки горячей воды.

Трехкратную запись измерений проводили на 17 насосах. Через 2250 ч средний износ составил 0,1 мм, через 5700 ч он был 0,16 мм и после 9800 ч значение возросло до 0,18 мм. В связи

с приработкой поверхностей скольжения износ угольной поверхности со временем сильно снижается. Общий срок службы экспериментальных насосов составил 165 000 ч.

Чем выше нагрузки, действующие на уплотнение в рабочем состоянии (особенно среднее давление при скольжении p_g), тем выше должно быть качество обработки поверхностей скольжения. С понижением шероховатости поверхности повышается доля несущей поверхности и, следовательно, предельная допустимая нагрузка (рис. 107).

В высоконагруженных уплотнениях давление можно поднимать постепенно. В этом случае механические и термические деформации остаются в допустимых пределах и компенсируются износом, а повышающаяся доля несущей поверхности сокращает удельное давление на поверхность. Так, например, при среднем давлении скольжения $p_g = 75$ кгс/см² давление на поверхность удваивается до 150 кгс/см², если доля несущей поверхности сокращается в 2 раза. В паре скольжения карбид вольфрама/уголь, вследствие различий в твердости, эластичности и образования термических трещин в твердом сплаве уплотнения могут выйти из строя (см. раздел 5.5).

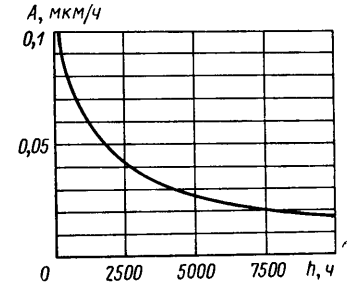


Рис. 106. Износ A угольных уплотнительных колец в течение продолжительного периода L эксплуатационных испытаний [189] (циркуляционный насос для горячей воды; $p_1 = 3,5 \div 5$ кгс/см²; $v_g = 2$ м/с; $t = 55 \div 90^\circ$ С; средняя твердость 16° по немецкой шкале)

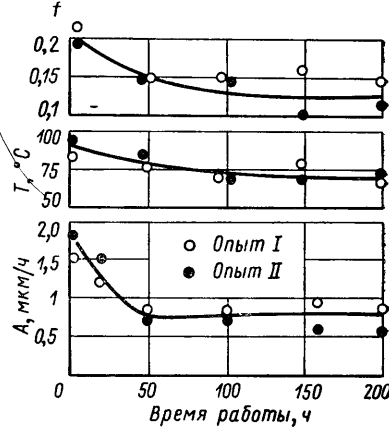


Рис. 105. Зависимости износа A , температуры T и коэффициента трения f от продолжительности работы [227] (сухое трение на воздухе с температурой 15–30° С; уплотнительные кольца чугун/уголь; $v_g = 2,25$ м/с; $p_g = 1,4$ кгс/см²; термoeлемент установлен на расстоянии 2,4 мм от поверхности угля)

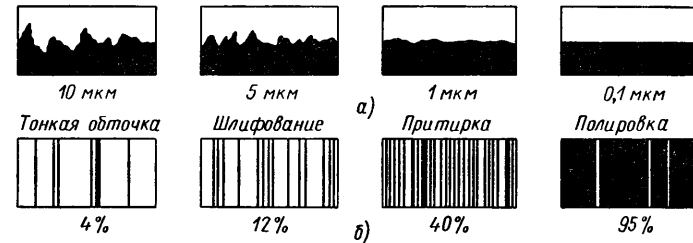


Рис. 107. Доля несущей поверхности у различно обработанных поверхностей скольжения [190]:

a — глубина микронеровностей; b — доля несущей поверхности

С образованием царапин износ обычно сильно увеличивается. Если при работе имеют место радиальные срезающие движения уплотнительных поверхностей, то приходится считаться с преждевременным выходом из строя уплотнений, имеющих царапины на поверхностях трения. В некоторых случаях отказ в работе может быть вызван врезанием колца в противоположное кольцо.

При высоких величинах шероховатости поверхности, несмотря на большую утечку, отмечается сильный износ, вызванный абразивными процессами. Встречаются случаи, когда поток утечки масла становится черным от отделившихся частичек материалов.

С увеличением глубины микронеровностей в результате адгезионного износа, трения инородных частиц, термических трещин и т. д. абразивный износ увеличивается весьма значительно. Так, например, кромки различной высоты у трещин, появившихся от тепловых напряжений, могут за очень короткое время полностью износиться конtringкольцо.

5.3.9. Влияние вибраций

Известно, что сильные колебания за счет молоткового эффекта могут очень быстро разрушить поверхности скольжения [251]. Вуд [306] описывает одно уплотнение, которое вышло из строя за несколько часов в результате сильного дисбаланса после обрыва части лопатки насоса. Установкой вращающихся колец и конtringколец в эластичные резиновые кольца для гашения колебаний можно ослабить износ.

Поверхности, не имеющие следов обработки, лучше выдерживают радиальные колебания, чем аксиальные, поскольку аксиальные колебания непосредственно влияют на контакт между поверхностями скольжения и на износ. В агрегатах, работающих при сильной вибрации и сотрясениях, как например, в буровых механизмах, значительного успеха можно добиться установкой пружин с большой предварительной затяжкой и амортизационных пружин как вращающегося кольца, так и конtringкольца. С ростом амплитуды и частоты колебаний в торцовых уплотнениях возрастают износ и утечка. В принципе конструктивными мероприятиями, такими как улучшение подвески, балансировкой валов и т. д., следует сокращать до минимума вибрацию машин

5.4. Струйный износ

Наряду с износом торцовых поверхностей при адгезионных, абразивных и срезающих процессах и коррозии следует отметить дополнительно эрозионный износ, вызываемый действием потока среды высокой скорости. На рис. 108 показана зависимость между утечкой и износом для уплотнений с различными радиальными пазами. Если в очерченном диапазоне износа при трении причиной износа были твердые частицы, то с увеличением потока утечки Q стала отмечаться эрозия более мягкого угольного материала.

Скорость охлаждающей и промывочной жидкостей может быть настолько высока и направлена так, что в элементах уплотнения будет происходить сильный эрозионный износ (рис. 109), величина которого зависит от износостойкости материала, ско-

рости потока v , угла встречи и наличия твердых частиц в среде. При угле встречи 90° скорость потока в обычных условиях составляет 5—10 м/с. Это значение можно считать надежным. Для лучшего охлаждения и меньшего износа целесообразно поток

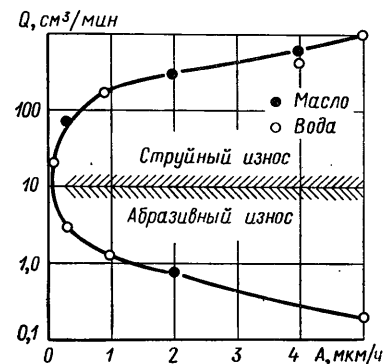


Рис. 108. Зависимость утечки и струйного износа уплотнений с вращающимся кольцом и радиальными пазами (бронза/электрографит; $k=1,1$; $D_{\psi}=6,0$ см; $c/b=0,8$; $\rho_1=15$ кгс/см²; $v_g=3,5$ м/с; направление потока — от диаметра d к диаметру D)

поступающей жидкости направлять на часть вращающегося кольца в непосредственной близости от уплотняемого зазора. Поток циркулирующей или охлаждающей жидкости можно регулировать с помощью установочного клапана (регулятора потока, рис. 110).

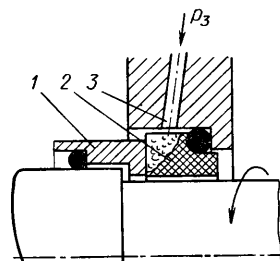


Рис. 109. Струйный износ при высокой скорости v поступающего потока охлаждающей или промывочной жидкости:

1 — вращающееся металлическое кольцо; 2 — неподвижное угольное кольцо; 3 — входное отверстие для жидкости давлением p_3

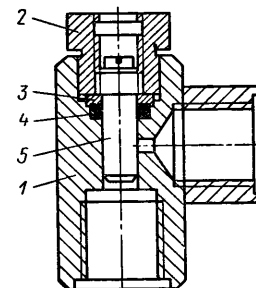


Рис. 110. Регулятор потока охлаждающей, смазывающей, запирающей или циркулирующей жидкости [6*]:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — шайба; 4 — уплотнение; 5 — шпindel

5.5. Трещины от тепловых напряжений

Одной из наибольших опасностей для торцового уплотнения являются трещины, возникающие в материалах при тепловых напряжениях. Они, очевидно, образуются только при действии кратковременных механических или тепловых перегрузок: в результате сухого трения, отказа системы охлаждения, высоких

колебаний давления и скорости и вызываемыми ими изменениями зазора и т. д. При этих трещинах повышается износ, значительно увеличиваются утечки, а у разгруженных уплотнений даже раскрывается стык уплотняемых поверхностей. На рис. 111 по-

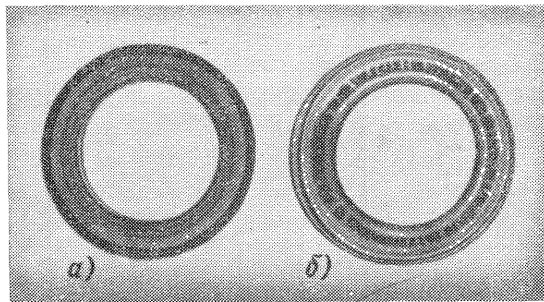


Рис. 111. Уплотнительные кольца после работы при недопустимо высокой тепловой нагрузке:

а — угольное кольцо, пропитанное фенольной смолой с прожогами и отслоенным материалом; б — стеллитовое кольцо с трещинами от тепловых напряжений

казаны скользящие уплотнительные кольца, подвергшиеся высокой тепловой нагрузке. Возникновение трещин при тепловых напряжениях в значительной мере можно избежать, если достаточно известны физические и механические характеристики материалов, а также условия эксплуатации, которые учтены при проектировании уплотнения.

5.5.1. Оценка некоторых материалов

Поверхность уплотнительного кольца растрескивается при превышении допустимых напряжений в результате различных переменных термических расширений (рис. 112). По закону Гука

$$E\varepsilon = \sigma_1 - \nu\sigma_2, \quad (55)$$

а тепловое расширение

$$\varepsilon = \Delta T\alpha. \quad (56)$$

Кингери [145] рассчитал максимально допустимую разность температур ΔT , которую еще выдерживает материал, не подвергаясь разрушению в результате тепловых напряжений,

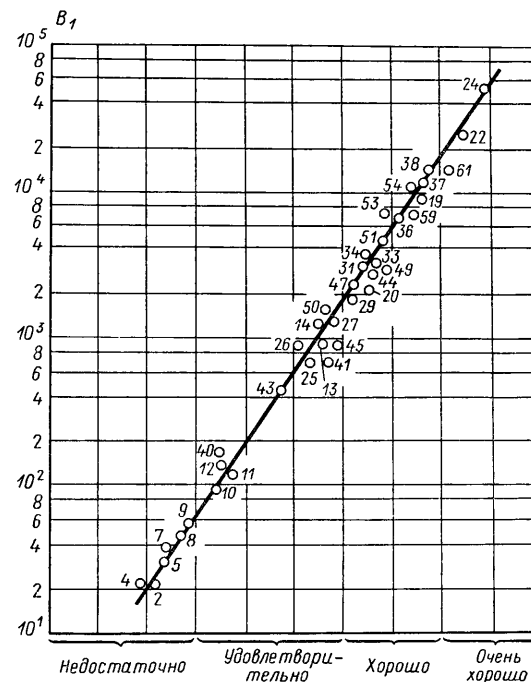
$$\Delta T = \frac{\sigma_z(1-\nu)C_1}{E\alpha}. \quad (57)$$

Рис. 112. Трещины на поверхности скольжения, вызванные тепловыми напряжениями при контакте перегревшихся точек [262]:

1 — перегревшиеся точки на поверхности скольжения; 2 — трещина в результате тепловых напряжений



Рис. 113. Оценочная шкала коэффициента сопротивления B_1 возникновению трещин термической усталости для отдельных материалов (номера точек соответствуют порядковым номерам материалов в табл. 13)



Коэффициент формы C_1 учитывает внешнюю форму тела скольжения. Максимально допустимая разность температур ΔT на поверхности скольжения зависит от коэффициента теплопроводности λ материала. Чем больше коэффициент теплопроводности, тем меньше опасность выхода из строя уплотнения. Многолетний опыт работы и результаты испытаний подтверждают, что

для оценки сопротивляемости материала скольжения к появлению трещин от тепловых напряжений можно использовать коэффициент температурной трещиностойкости материала $B_1 = \Delta T\lambda$. В табл. 13 наряду с механическими и физическими характеристиками материалов для пар скольжения даны также расчетные значения максимально допустимой разности температур ΔT и коэффициент сопротивления возникновению термических трещин B_1 при комнатной температуре. Часто бывает трудно вычислить среднее значение ΔT и B_1 на основании только примерных данных, взятых из специальной литературы, это может быть обусловлено технологией, размерами образцов для испытаний, термообработкой, различиями в химическом составе или отсутствием измеренных значений. Часто неизвестен коэффициент поперечного теплового расширения ν или какой-либо другой параметр, так что в расчетах приходится принимать ориентировочные величины. Такие приближенные данные и вычисленные с их помощью параметры приведены в табл. 13 в скобках.

Так как максимально допустимая разность температур ΔT не является достаточным параметром для оценки показателей, то дополнительно используют коэффициент сопротивления возникновению трещин термической усталости материала B_1 , значения которого приведены в полулогарифмической диаграмме (рис. 113). Эти относительные данные для материала пары сколь-

жения основаны на результатах многочисленных опытов Майера [181], а также Кингери [145] и Сибли [262]. Из рис. 113 видно, что с помощью математических методов можно отобрать из различных материалов с известными физическими и механическими характеристиками материал для пары скольжения с наилучшей сопротивляемостью к возникновению термических трещин, т. е. с максимальным значением B_1 . Угли и графиты можно выделить и в этом случае, они имеют хорошую прирабатываемость, высокую химическую устойчивость и эластичность, и их можно особенно успешно применять в уплотнениях в качестве материала для пар скольжения.

5.5.2. Оценка конструкции уплотнения

В торцовых уплотнениях всегда применяют пары материалов. Сопротивляемость образованию термических трещин на уплотнительных кольцах уплотнения можно рассчитать с помощью коэффициента сопротивления возникновению трещин от термической усталости B_2 для этих материалов. Определить B_2 можно по следующей эмпирической формуле Майера [181]:

$$B_2 = \frac{\Delta T_{\min} (\lambda_A + \lambda_B) C_W C_4}{\rho_g v_g f b} \quad (58)$$

Если в торцовом уплотнении используют два различных материала, то материал с меньшим значением ΔT (см. табл. 13) является менее надежным, и это значение принимают как ΔT_{\min} . Суммой коэффициентов теплопроводности ($\lambda_A + \lambda_B$) учитывается отвод теплоты, выделяющейся при трении уплотнительных колец, а безразмерным коэффициентом C_W — отвод теплоты, обусловленной конструкцией, расположением жидкостью, охлаждением, опорой уплотнительных колец, прессовой посадкой и т. д. Коэффициент отвода теплоты C_W может существенно изменяться, если в той же паре материалы поменять местами. Постоянная $C_4 = 1,185 \cdot 10^{-3}$ является переводным коэффициентом в формуле (58). Произведение $\rho_g v_g f$ учитывает теплоту трения, приходящуюся на единицу поверхности, а значение b — эффективную ширину контакта уплотнения, которая оказывает влияние на отвод теплоты к местам с более низкой температурой. Значения ρv , используемые на практике [57, 202], следует применять очень осторожно, поскольку при этом подразумевается постоянство значений часто неизвестного коэффициента трения.

В табл. 21 приведены для сравнения многие примеры из практики с попарно равными коэффициентами отвода теплоты C_W . С повышением величины B_2 опасность появления термических трещин в уплотнении снижается. С учетом результатов, полученных на практике с аналогичными коэффициентами отвода теплоты по формуле (58), можно производить сравнительные расчеты

Таблица 21

Результаты испытаний по определению коэффициента сопротивления возникновению трещин от тепловых напряжений B_2 в торцовом уплотнении

Пары материалов вращающийся/непо- движный	ΔT_{\min}	λ_1	λ_2	ρ_g	v_g	f	b	B_2	Примечания	Краевые условия для C_W
Синтетическая смола II/синтетическая смола II	75	0,7	0,7	3	5,0	0,1380	0,50	$100 C_W C_4$	У обоих колец через несколько минут появляются заметные термические трещины	Наружное расположение вращающегося уплотнения
Синтетическая смола II/серый чугун	75	0,7	40,0	15	5,0	0,1050	0,50	$775 C_W C_4$	Безупречное	Вода 20° С
Уголь II/защитный материал I	97	4,0	7,0	10	10,0	0,1100	0,95	$102 C_W C_4$	В защитном материале I появляются трещины	Наружное расположение вращающегося уплотнения с выемкой для охлаждения
Графит II/защитный материал I	97	90,0	7,0	50	10,0	0,1200	0,50	$314 C_W C_4$	Безупречное	Дизельное масло 60° С

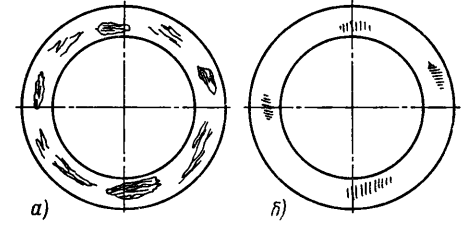
Пары материалов вращающийся/неподвижный	ΔT , min	λ_1	λ_2	ρg	νg	f	b	B_2	Примечания	Краевые условия для C_{Ψ}
Хромистый чугун/текстолит	150	19,0	0,2	10	4,5	0,1800	1,00	356С Ψ С ₄	Трещины в ободах колец	Уплотнение смеси с периодическим су-хим треннем, обусловленным технологическим процесом
Хромистый чугун/графит II	173	19,0	90,0	10	4,5	0,1500	1,00	2800С Ψ С ₄	Безупречное	
Уголь I/защитный материал II	87	7,5	9,7	42	9,3	0,0780	0,40	123С Ψ С ₄	Трещины в защитном материале II	Внутреннее расположение уплотнения, кег-росин, 20—50° С
Уголь III/защитный материал III	135	25,0	11,0/	42	9,3	0,0910	0,40	342С Ψ С ₄	Безупречное	
Карбид вольфрама I/уголь III	240	30,0	25,0	50	2,7	0,0980	1,20	830С Ψ С ₄	Небольшие трещины в карбиде вольфрама	Охлаждаемое уплотнение двойного действия перемежающегося устройства
Карбид вольфрама II/уголь III	230	50,0	25,0	200	2,7	0,0065	1,20	4100С Ψ С ₄	Безупречное	

и подбирать в соответствии с этим пару материалов или конструкцию уплотнения. О других основных факторах, влияющих на теплоотвод и порядок величин коэффициента отвода теплоты, см. раздел 6.2.4.

Материалы колец торцовых уплотнений работают в диапазоне температур $-200 \div +1000^\circ \text{C}$. Для многих материалов показатели теплового расширения известны только для комнатной температуры, так что точный расчет максимально допустимой разности температур ΔT и коэффициентов сопротивления возникновению трещин B_1 и B_2 при повышенных температурах невозможен. У большин-

Рис. 114. Трещины от тепловых напряжений, являющиеся следствием сварки (стеллит/уголь, пропитанный баббитом):

a — наплавленный баббит на кольце из стеллита; *b* — трещины, выявленные путем притирки стеллитового кольца



ства материалов предел прочности на растяжение и модуль упругости с повышением температуры уменьшаются, это же относится и к коэффициенту теплового расширения и коэффициенту поперечного расширения. Влияние этих величин на ΔT согласно формуле (57) противоположно, так что ΔT часто изменяется лишь незначительно [262].

Изменение коэффициентов теплопроводности от температуры может быть очень различным (см. рис. 86, 88, 89, 90, 91). Поэтому в каждом конкретном случае желательно иметь их точные значения для рассматриваемых диапазонов температур. Однако для многих материалов уплотнительных колец по сравнению с другими отобранными материалами изменение коэффициентов B_1 и B_2 с повышением температуры не очень велико. В большинстве случаев для оценки этих материалов в первом приближении достаточно знать ΔT , B_1 и B_2 , измеренные при комнатной температуре.

В процессе работы угля, пропитанного металлом, в паре с металлом при превышении допустимой рабочей температуры металлы могут свариться между собой. Это часто приводит к появлению термических трещин (рис. 114). Термические трещины располагаются на уплотнительных кольцах главным образом в радиальном направлении, что оказывает особенно вредное воздействие на абразивный износ или утечку.

5.6. Износ при химическом воздействии

Материалы уплотнительных колец следует подбирать с учетом химической агрессивности уплотняемой среды. Небольшое разъедание материалов уплотняемой жидкостью часто можно

предусмотреть допусками и компенсировать соответствующим припуском на толщину стенки. Однако необходимо учитывать, что коррозия при повышенных температурах может возрасти в несколько раз. Известно, например, что поверхности скольжения, которые нагреваются значительно сильнее, чем уплотняемая жидкость, окисляются особенно сильно. Более подробные данные можно найти в таблицах химической устойчивости рассматриваемых материалов для пар скольжения или в проспектах фирм [2*, 5*, 6*, 7*, 320].

5.7. Прогноз долговечности торцовых уплотнений

Ответить на вопрос: «Какой срок службы можно ожидать от торцовых уплотнений на практике?» — очень трудно. Если износ обусловлен в основном адгезией, а известные условия эксплуатации постоянны, то на основании величин износа, полученных в аналогичных условиях, можно с достаточной степенью точности определить срок службы $L = a/A$. Величину износа a уплотне-

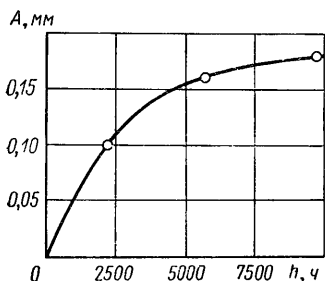


Рис. 115. Износ угольного кольца A торцовых уплотнений циркуляционных насосов, работающих на теплой воде, в течение продолжительного срока эксплуатации h [189] ($p_1 = 3,5 \div 5$ кгс/см²; $t = 55 \div 90^\circ \text{C}$; $n = 3000$ об/мин; твердость около 16° по немецкой шкале; износ угольного кольца $a = 2$ мм)

ния нельзя, конечно, увеличивать произвольно, поскольку она также влияет на механические и тепловые деформации. В нормальных условиях величина износа $a = 0,05 \div 0,5$ мм

В общем же можно сказать, что ожидаемый срок службы торцовых уплотнений за последние 10 лет возрос по сравнению с прежними значениями во много раз, что можно объяснить улучшением материалов и конструкции и, не в последнюю очередь, лучшим знанием обслуживающего персонала этих новых уплотняющих элементов.

Из рис. 115 видно, что при указанных условиях эксплуатации можно рассчитывать на средний срок службы уплотнений около 100 000 ч. На практике это соответствует периоду около 10—15 лет.

Часто срок службы торцового уплотнения определяется не только износом торцовых поверхностей, но и устойчивостью использованных эластомеров к процессам старения. При герметизации

моноэтаноламина при температуре 50°C , $p_1 = 5,8$ кгс/см² и $v_g = 5,4$ м/с кольца круглого сечения становились хрупкими примерно через 40 000 ч эксплуатации, в то время как износ угля за этот период составлял всего около 0,35 мм ($A = 0,009$ мкм/ч).

Изменение режима эксплуатации, а также любое увеличение давления, скорости скольжения, коэффициента трения и температуры сокращают срок службы уплотнения. Однако наряду с адгезионным износом может происходить абразивный, коррозионный и струйный износ, кроме того, на срок службы уплотнения влияют вибрации, температура и параметры материала, поэтому предсказание срока службы торцовых уплотнений всегда связано с низким коэффициентом достоверности. Опыт эксплуатации в последние годы показывает, что при давлении уплотняемой среды до 25 кгс/см² и скорости скольжения до 10 м/с в химической промышленности ожидаемый срок службы L торцовых уплотнений в насосах составляет в среднем 1—2,5 года, в перемешивающих устройствах 2—5 лет. В нефтяной промышленности и в машиностроении значения L достигают 2—4 лет; во многих других случаях срок службы еще больше. Кроме того, во многих случаях срок службы в течение полгода рассматривают как очень хороший.

В табл. 22 приведены средние значения срока службы уплотнений по данным Копперса [310], работающих при низких давлениях уплотняемой среды. Часто при очень высоких скоростях скольжения и утечках эти значения находятся в пределе 10 000 ч. Так, в частности, совсем недавно улучшением материалов удалось значительно увеличить срок службы до капитального ремонта торцовых уплотнений в воздушно-реактивных двигателях.

Вильямс [299] (рис. 116) определил значения среднего срока службы разгруженных торцовых уплотнений при работе в чистой питательной воде котлов на американских тепловых и атомных электростанциях. Если при давлении уплотняемой среды 10 кгс/см² срок службы (рис. 116) составляет 2 года, то при 30 кгс/см² он понижается до 1 года, а при 60 кгс/см² даже до 5 месяцев. Поянения этого даны на рис. 117.

Коэффициент трения f снижается при увеличении p_1 до $p_1 \approx 5$ кгс/см² (см. раздел 6.1.1.3) и затем остается постоянным примерно до $p_1 = 40$ кгс/см², поскольку выделяемую в уплотняемом зазоре теплоту еще удается отвести. С повышением контактного давления отвод теплоты из уплотнительного зазора усложняется. С возникновением эффекта испарения смазки начинается сухое трение, при котором коэффициент трения характеризуется неустойчивостью при сильном общем росте давления. С резким возрастанием износа A увеличивается опасность образования термических трещин, и срок службы уплотнений резко снижается.

Использование в условиях, которые наблюдал Вильямс [299] (рис. 117), термогидродинамических торцовых уплотнений с пазами для циркуляции охлаждающей жидкости позволяет в несколько раз увеличить средний срок службы этих уплотнений

Срок службы L торцовых уплотнений, работающих при высоких частотах вращения и низких давлениях уплотняемой среды по Копперсу [310]
 [отрицательное давление равно вакуумному; закаленная инструментальная сталь с $\lambda = 35$ ккал/(м·ч·°С)
 хромистая сталь с $\lambda = 20$ ккал/(м·ч·°С)]

№	Среда	dH , см	n , об/мин	$\rho_1 - \rho_2$, кгс/см ²	t , °С	Q , см ³ /мин	Материал контрольцца	L , ч
1	Масло	8,3	3 600	0,35—2,5	50	0,17	Закаленная инструментальная сталь	>20 000
2	Вода	8,6	1 700	1,4	38	<0,017	Стеллит	>15 000
3	Запыленный воздух	11,5	1 140	17,5	150	85 000	Закаленная инструментальная сталь	4 000
4	Масло	12,5	6 000	2,0	38	<1,7	Закаленная инструментальная сталь	>20 000
5	Воздух	13,0	5 000	7,0	120	57 000	Закаленная инструментальная сталь	>10 000
6	Воздух	13,3	12 000	-0,9 — +0,35	200 *	42 000 *	Хромированная инструментальная сталь	>10 000
7	Масло	15,0	10 000	2,0	38	5,0 *	Хромированная инструментальная сталь	>15 000
8	Масло	15,2	до 10 000	до 3,5	45	6,7 *	Хромированная инструментальная сталь	>15 000
9	Воздух	16,2	>6 000	>3,5	>540	<170 000	Хромированная инструментальная сталь	>400

Продолжение таблицы 22

№	Среда	dH , см	n , об/мин	$\rho_1 - \rho_2$, кгс/см ²	t , °С	Q , см ³ /мин	Материал контрольцца	L , ч
10	Воздух	16,2	6 000	5,3	200	57 000	Закаленная инструментальная сталь	>10 000
11	Воздух	16,4	9 700	-0,95 — -0,32	200 *	28 000 *	Хромированная инструментальная сталь	>10 000
12	Масло	17,2	8 500	2,0	38	5,8 *	Хромированная инструментальная сталь	>15 000
13	Агрессивный пар	19,2	1 800	0,015	100	<7 000	Нержавеющая сталь AISI 316	4 000
14	Масло	19,6	6 500	2,0	38	6,7 *	Хромированная инструментальная сталь	>15 000
15	Воздух	21,0	6 000	-0,7 — +3,4	40—200	14 000—43 000	Закаленная инструментальная сталь	>10 000
16	Воздух	28,8	3 100	-0,95	30	28 000	Закаленная инструментальная сталь	>10 000
17	Воздух	33,0	5	0,7	-55 — +68	4 300 при 40°С 43 000 при -55°С	Хромистая сталь	>20 000
18	Воздух	38,7	3 600	-0,95 — +1,0	230 *	28 000—140 000	Закаленная инструментальная сталь	>10 000
19	Воздух	52,0	5	2,5	-55 — +52	56 000 *	Хромистая сталь	>20 000

* Максимальные значения.

(рис. 118). Вследствие существенного снижения коэффициентов трения в термогидродинамических торцовых уплотнениях (см. рис. 82) значительно возрастает срок их службы и эксплуатационная надежность.

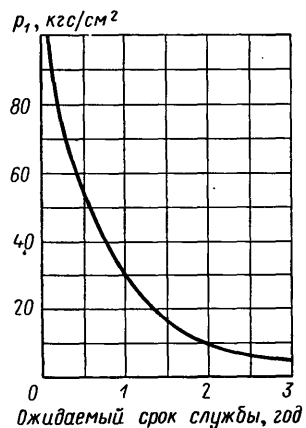


Рис. 116. Срок службы уплотнений со скользящими кольцами, не несущих нагрузки, по данным Вильямса [299] ($D_W = 100$ мм, $v_g = 5$ м/с, температура питательной воды котлов 65°C)

В связи с применением высококачественных материалов для пар скольжения ожидаемый срок службы торцовых уплотнений в последние годы значительно возрос. Так, например, по данным изучения эксплуатационных характеристик уплотнений, выпу-

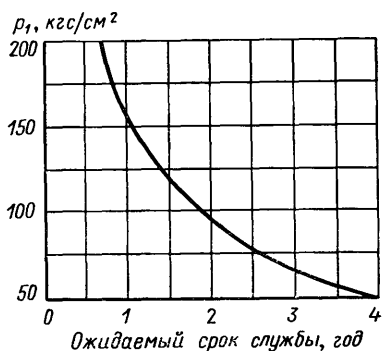


Рис. 118. Ожидаемый срок службы термогидродинамических уплотнений с пазами для циркуляции охлаждающей жидкости в насосах для подачи воды в котлы и реакторы при непрерывной эксплуатации в зависимости от внутреннего давления p_1 [191] ($D_W = 75 \div 120$ мм; $v_g = 13 \div 15$ м/с; чистая питательная вода котлов, температура $40-60^\circ\text{C}$)

щенных большой серией и установленных в нескольких сотнях тысяч насосах для перекачки горячей воды, проработавших более 10 лет при температуре $80-120^\circ\text{C}$, $p_1 = 5$ кгс/см², $v_g = 5$ м/с, средний срок службы составил 2—4 года, причем решающее

значение имела степень чистоты воды. Средний срок службы торцовых уплотнений, работающих при высоких нагрузках, например, на тепловых и атомных электростанциях (см. раздел 9.7 и 9.8), достигал нескольких десятков тысяч часов, при этом следует отметить оптимальный подбор материалов для пар скольжения, конструкции уплотнения, охлаждения и системы обеспечения безопасности.

Соответствующее дополнительное вспомогательное оборудование (см. раздел 9.7.5), например, магнитные фильтры, устройства для промывки от постороннего источника, циклоны для отделения загрязнений и дополнительное охлаждение, позволяют значительно продлить срок службы торцовых уплотнений даже в тяжелых условиях эксплуатации.

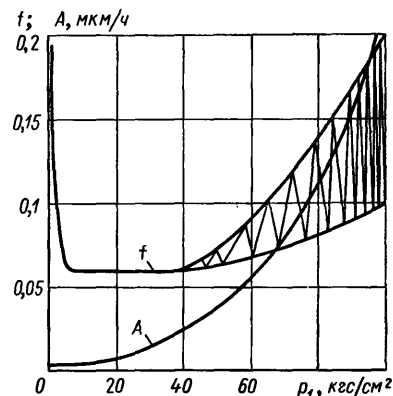


Рис. 117. Коэффициент трения f и износ A разгруженного торцового уплотнения в зависимости от давления уплотняемой среды p_1 (холодная вода; $v_g = 5$ м/с; уголь/металл)

всех случаях определения коэффициентов трения f контактное давление p_g рассчитывают по формуле

$$p_g = p_f + kp_1.$$

Здесь не учтено давление в зазоре p_{sp} и изменение нагрузки при механическом или тепловом искажении зазора. Эти дополнительные воздействия будут выявлены позже на основании абсолютного значения коэффициента трения. Момент трения торцовых поверхностей определяют по формуле

$$M_G = r_g F p_g f. \quad (60)$$

при этом радиус скольжения

$$r_g = \frac{2(R^3 - r^3)}{3(R^2 - r^2)} \approx 0,5d_m. \quad (61)$$

Ошибка упрощения в случае приравнивания радиуса скольжения к половине среднего диаметра при небольшой ширине уплотнительного зазора невелика. Она находится в пределах 1%. Если поверхность

$$F = \pi d_m b, \quad (62)$$

то в соответствии с формулой (60), (61) и (62) момент от трения скользящих поверхностей

$$M_G = 0,5\pi d_m^2 b p_g f. \quad (63)$$

Потери мощности в торцовом уплотнении определяют по формуле

$$N_R = M_R \omega. \quad (64)$$

6.1.1. Режимы и коэффициенты трения

С учетом положений раздела 5.3.1, касающегося величин коэффициентов трения и износа (см. рис. 92), ниже будут более подробно разобраны режимы трения, при этом трение и износ во всех случаях рассматривают совместно.

6.1.1.1. Жидкостное трение

Режим гидродинамического или жидкостного трения следует определять следующим образом. Поверхности скольжения отделены одна от другой сплошной пленкой смазки толщиной h_0 , находящейся под давлением p_{sp} . В этом режиме полной смазки трение определяется исключительно динамической вязкостью смазочного материала. Внутреннее трение несущего слоя жидкости вычисляют по формуле Ньютона

$$\tau = \eta dv/dh_0, \quad (65)$$

6. Потери на трение

Крутящий момент торцового уплотнения складывается в рабочем состоянии из момента трения поверхностей скольжения M_G и момента трения M_F , возникающего в результате вращения уплотнения в уплотняемом пространстве и обусловленного барботажем среды. Таким образом, общий момент трения

$$M_R = M_G + M_F. \quad (59)$$

В зависимости от состояния и использованного типа уплотнения может преобладать влияние или трения торцовых поверхностей, или завихрения жидкости. Однако необходимо учитывать, что для торцового уплотнения обычно более важным является момент трения, поскольку тепловая нагрузка влияет на пленку смазочного материала, износ и тепловые деформации, в то время как завихрения жидкости и создаваемая ею амортизация создают охлаждающий эффект и часто имеют положительное значение.

6.1. Трение между торцовыми поверхностями

Для достижения достаточной эффективности работы скользящие поверхности контактных уплотнений необходимо прижимать одну к другой усилием P_G . Под действием этого же осевого усилия происходит нагрев торцовых поверхностей и их износ. Кроме того, уплотняемая среда, находящаяся под давлением p_1 , стремится проникнуть в уплотняемый зазор. Таким образом, в торцовом уплотнении объединены условия работы уплотнения упорного подшипника и теплообменника. В зависимости от функции уплотнения, соотношения нагрузок в условиях эксплуатации в уплотнительном зазоре торцового уплотнения могут происходить все виды трения: от жидкостного до холодного и трения в вакууме. Ниже, при рассмотрении видов трения будет сохранен порядок, имевший место при описании износа (см. рис. 92). Во

где τ — напряжение сдвига, а dv/dh_0 — падение скорости в слое смазочного материала; h_0 — измеряется перпендикулярно поверхности скольжения.

Вершины микронеровностей поверхностей, которые отделены одна от другой пленкой смазочного материала h_0 достаточной толщины, не соприкасаются, поэтому износа в результате трения

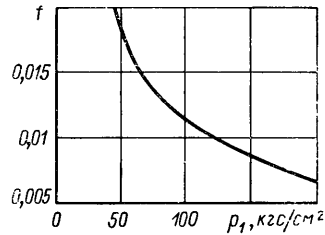


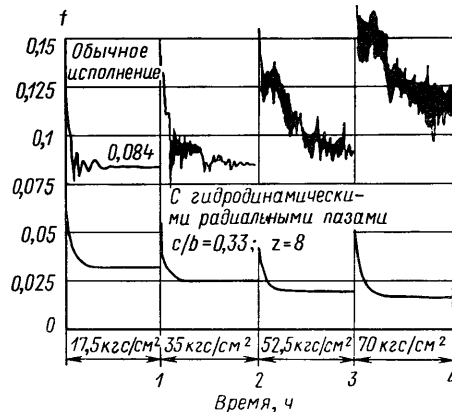
Рис. 119. Влияние давления p_1 уплотняемой среды на коэффициент трения f гидродинамического торцового уплотнения с радиальными пазами (уплотнение смесителя с $D_{\text{ш}} = 15$ см; $k = 1$; $c/b = 0,25$; $z = 12$; карбид металла/уголь; полибутен; $v_g = 2$ м/с; направление потока от диаметра D к диаметру d)

не отмечается. Таким образом, выбор пары скольжения не оказывает влияния на коэффициент трения f , величина которого обычно меньше 0,005.

Как уже отмечалось в предыдущих разделах, в торцовых уплотнениях необходимо иметь как можно более низкие коэффициенты трения, чтобы повысить эксплуатационную надежность и срок службы и снизить производственные затраты. Однако наряду с этим уплотнение должно обеспечивать возможно более низкие утечки. Поэтому при проектировании торцовых уплотнений в большинстве случаев находят компромиссное решение: уплотнение разрабатывают с учетом утечки, эксплуатационной надежности, срока службы и коэффициента трения.

При уровне допускаемой утечки Q необходимо одновременно учитывать опасность повышенного струйного износа. У всех разработанных гидродинамических и гидростатических торцовых уплотнений всегда приходится считаться с износом при соприкосновении твердых тел, хотя этот износ может быть и незначительным. Низкий износ часто желателен при повторном использовании механически или термически деформированных или поврежденных поверхностей. На рис. 119 показано изменение

Рис. 120. Сравнительные испытания торцового уплотнения без пазов и с радиальными гидродинамическими пазами (двустороннее уплотнение смесителя; $D_{\text{ш}} = 10$ см; $k = 1$; карбид металла/уголь; вода; $v_g = 1,25$ м/с; направление потока — от диаметра D к диаметру d)



трения в гидродинамическом уплотнении, рассчитанном на максимальное давление, с ростом уплотняющего давления и давления скольжения [183]. Протяженность гидродинамических полей давления и смазки увеличивается с ростом нагрузки на поверхности скольжения. Коэффициент трения понижается, поскольку на формирование гидродинамического давления оказывает благоприятное воздействие тепловая деформация краевых зон пазов. Кроме того, необходимо учитывать, что вязкость также уменьшается с повышением температуры. На рис. 120 дано сравнение коэффициентов трения двух уплотнений при различных условиях эксплуатации; уплотнения отличаются одно от другого только гидродинамическими пазами. Если коэффициент граничного трения у нормального уплотнения остается постоянным только до $p_1 = 35$ кгс/см², а затем в результате испарения разделяющей пленки смазочного материала возникает нестабильная зона с частично сухим трением и повышенными значениями f , то коэффициент трения гидродинамического уплотнения с ростом уплотняющего давления будет непрерывно уменьшаться.

6.1.1.2. Смешанное трение

Режим смешанного трения можно определить следующим образом. В уплотняемом зазоре гидродинамический или гидростатический несущий слой смазки еще может образоваться, однако частично он прерывается. Динамическая вязкость все же оказывает существенное влияние на процесс трения, но уже начинают проявляться антифрикционные свойства материалов пары скольжения. Отмечается небольшой износ, и коэффициент трения $f = 0,005 \div 0,03$.

С удлинением гидродинамических радиальных пазов на поверхностях скольжения происходит расширение гидродинамических полей смазки и давления. На рис. 121 показаны значения f для пазов различной глубины и различных внутренних давлений. Гидродинамическое давление p_{sp} возникает в зазоре. Для случая $c/b = 0$ и $p_1 \leq 50$ кгс/см² имеет место граничное трение. При повышении нагрузки испарение разделяющей пленки увеличивается, а при переходе к сухому трению в результате повторного просачивания смазки характер трения становится неустойчивым.

На рис. 122 показано изменение коэффициента трения в случае применения в качестве уплотняемой среды масла и воды при различных скоростях скольжения в зависимости от давления уплотняемой среды p_1 . На коэффициент трения сильное влияние оказывает гидростатическая разгрузка при механическом и тепловом короблении в процессе разгона, при этом контакт поверхностей скольжения происходит по диаметру d , и жидкость может проникнуть в зазор. Вследствие низкого коэффициента теплопередачи масла термическое коробление при работе в масле больше, чем при работе в воде, поэтому в первом случае коэффициенты трения ниже.

В случае применения материалов с несообщающимися порами или неоднородных с различными коэффициентами теплового расширения в уплотнении могут проявляться гидродинамические эффекты [276]. При этом уплотнения работают чаще всего в режиме

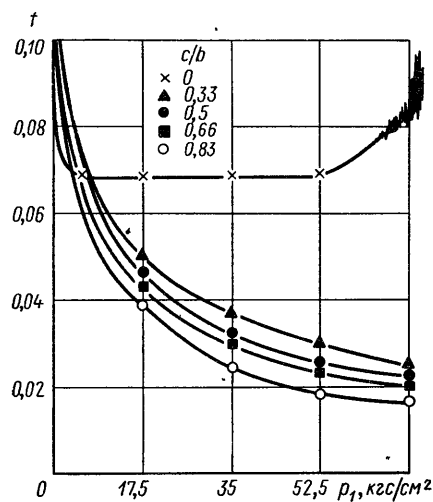


Рис. 121. Влияние отношения c/b на коэффициент трения f (вращающееся уплотнение внутренней схемы; $D_{\psi} = 5$ см; $k = 1,2$; $z = 4$; направление потока — от диаметра D к диаметру d ; электрографит/закаленная сталь; масло SAE 40; $v_g = 4,2$ м/с)

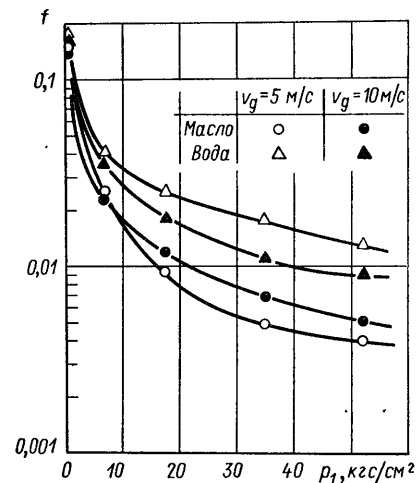


Рис. 122. Кривые трения при обработке с сильной тепловой деформацией уплотнительных поверхностей ($k = 0,8$; $p_f = 1,5$ кгс/см²)

смешанного трения, особенно при быстро меняющихся эксплуатационных условиях, при которых в результате коробления в нагруженном состоянии отмечается смешанное трение, а после приработки — снова граничное. В соответствии с рис. 60 это же относится к зоне Y и Z , если глубина шероховатости слишком велика или превышена максимальная величина коробления $s_{\max} = 0,6 D$ (в мкм/см).

6.1.1.3. Граничное трение

Состояние граничного трения следует определять следующим образом. Между поверхностями скольжения еще имеется пленка смазывающего материала, но она уже не создает измеряемого гидравлического давления, т. е. $p_{Sp} \approx 0$. Эта пленка может иметь толщину в несколько слоев молекул и частично прерываться. В отдельных местах поверхности твердых тел находятся в контакте. Вязкость смазывающей пленки не влияет на характер трения, которое определяется в основном смазывающей способностью пленки

и парой материалов. Износ обычно умеренный, однако он сильно зависит от подбора пар скольжения и смазывающей среды.

Коэффициент трения не зависит от скорости скольжения, а при давлении скольжения $p_g > 6,5$ кгс/см² не зависит также и от нагрузки до тех пор, пока пленка смазочного материала между поверхностями не испарится в результате повышения температуры. В зависимости от выбранной пары материалов и смазки коэффициент трения $f = 0,03 \div 0,15$. При низких нагрузках ($p_g < 6,5$ кгс/см²) в результате адгезии коэффициент трения может быть даже больше, чем при технически сухом трении.

В связи с тем, что режим граничного трения в кругах специалистов уже давно оспаривается, и согласно новым публикациям [402, 409] этот вопрос вряд ли прояснится, на граничном трении следует остановиться более подробно.

Первоначально при всех исследованиях, которые проводили в основном с радиальными подшипниками наблюдался очень сильный гидродинамический эффект. Этот эффект возникал, во-первых, в результате образования между валом и подшипником сужающегося зазора, он часто был обусловлен конструкцией. Следующая причина заключалась в том, что при повышенных нагрузках из-за отсутствия пригодных материалов редко удавалось контролировать состояние трения, в частности условия гидродинамического трения, поскольку износостойкость была недостаточной для того, чтобы сохранялся постоянный режим трения в течение достаточно долгого времени. Кроме того, большинство металлических материалов в парах скольжения выходили из строя вследствие сваривания или недопустимых повышенных температуры. Поэтому сначала было понятно, что с учетом кривых Штрибека граничное трение возможно только при низких скоростях скольжения или высоких давлениях на поверхности скольжения.

При подробном изучении исследований по вопросам трения обращает на себя внимание тот факт, что у плоских смазываемых образцов отмечались низкие (часто постоянные) коэффициенты трения. Так, например, в опытах Кулона и Морина [291] со скользящей кареткой при низких скоростях скольжения коэффициент трения $f = 0,05 \div 0,15$. Особое внимание обратили на себя работы Харди [105, 106, 107]. В своих опытах он использовал часовые стекла, нагрузка на которые создавалась свинцом и которые, выходя из состояния покоя, двигались по стеклянным пластинкам. Часовые стекла и стеклянные пластины были отполированы. Такие поверхности имеют в настоящее время среднюю высоту микронеровностей $R_a = 0,3$ мкм. При различных смазочных материалах, контактных давлениях и скоростях измеренный коэффициент трения $f = 0,1 \pm 0,05$.

Бойд и Робертсон [39] использовали плоские образцы. Они отмечали при высоких давлениях и различных смазочных материалах, таких как касторовое масло ($\eta \approx 10P$), машинное масло

($\eta \approx 1$ Р), жирные кислоты и окись свинца, при $p_g = 1000 \div 25\,000$ кгс/см² коэффициент трения $f = 0,05 \div 0,1$. Аналогичные значения получены Клугом [146] и Кларком, Вудсом и Уайтом [53]. Причем в последней работе при скоростях скольжения 1—16 м/с отмечена независимость значений f от p_g . Исследованный диапазон вязкости лежал в пределах $\eta = (0,04 \div 0,05)P$.

Испытания на трение с вращающимися плоскопараллельными кольцами при различных нагрузках $p_g \leq 20$ кгс/см² и скоростях скольжения $v_g \leq 20$ м/с, проведенные Хокелем [121, 122], показали снижение коэффициентов трения с ростом контактного давления. Начиная со значения при $p_g = 6,5$ кгс/см², коэффициент трения оставался постоянным до тех пор, пока вследствие теплоты, выделяющейся при трении поверхностей скольжения, не происходило разрушение пленки. Были исследованы следующие пары материалов: сталь/алюминий; сталь/латунь; сталь/серый чугун; сталь/резина. В качестве смазки использовали масло «мобил-ойл-арктик». В этих опытах Хокель не обнаружил влияния скорости скольжения на коэффициент трения. Такие же результаты для торцовых уплотнений с кольцами из самых различных материалов получены в исследованиях Майера [177, 178], а также Хирано, Ишивата и Камбаяши [119].

В диапазоне граничного трения различных материалов и смазочных средств Боуден и Табор [37] наблюдали аналогичное изменение коэффициентов трения в зависимости от скорости скольжения и контактного давления. Они указывают на то, что при небольших нагрузках и граничном трении значения f могут быть выше полученных в аналогичных условиях при технически сухом трении. Хольм [123] указывает, что для диапазона граничного трения независимо от вязкости и твердости материалов скольжения коэффициент трения $f = 0,03 \div 0,2$, а электропроводность в условиях граничного трения очень высокая. Сила тока на контактах при граничном трении может быть в 50 раз меньше, чем при технически сухом трении. Здесь нет возможности останавливаться на большом числе работ в области химии, рассматривающих граничное трение.

Граничное трение отмечается не только у плоских подвижных контактирующих поверхностей, но и у выпуклых, а также у радиальных подшипников скольжения [79, 92, 123, 140, 144, 234]. Так, например, Хольм [123] указывает на то, что у подшипников скольжения при увеличении и уменьшении частоты вращения вала сильно сказывается граничное трение. Однако подбором подходящих материалов для пар скольжения граничное трение может не быть критическим, и можно сохранить износ небольшим. Аналогичные результаты приводят Рабинович [234, 236], Ченн, Хаппольдт и Свейн [50] для нейлоновых и политетрафторэтиленовых подшипников, а Гремер [102] для реактопластов.

Хайдебрек и Деринг [110] получили при исследованиях подшипников цапфы из баббита с высоким содержанием свинца

($v_g = 0,15 \div 1,6$ м/с, $p_g = 25 \div 175$ кгс/см²) коэффициенты трения $f = 0,02 \div 0,05$, которые почти совершенно не зависели от скорости скольжения. Кампс [140] указывает на то, что состояние жидкостного трения в подшипнике не является длительным и доля площади граничного трения в большинстве случаев составляет 1—2% общей площади. По его данным обычно коэффициент износа в цилиндрах грузовых и легковых автомобилей $A = 0,005 \div 0,15$ мкм/ч, а у подшипников шатунов $A = 0,01 \div 0,1$ мкм/ч. Визандер, Малей и Джонсон [304] установили, что сжиженные газы, такие как водород и азот, не образуют граничной пленки, и износ может быть значительно выше, чем при сухом трении на воздухе. Они приводят коэффициент трения $f = 0,2 \div 0,35$.

Исследования торцовых уплотнений в режиме граничного трения проводил Майер [177]. На рис. 123—125 показаны зависимости коэффициентов трения f для воды, дизельного топлива и масла «мобил-ойл-арктик», построенные не меньше чем по четырем измеренным точкам, данные в которых не менялись в течение продолжительного времени. Результаты этих исследований совпадают с данными, полученными Хокелем [121, 122], по которым коэффициент трения f уменьшается от высокого значения при небольшом контактном давлении (это подтверждается также Ротцолем [240]) до минимального значения при $p_g = 6,5$ кгс/см², и затем остается постоянным. То, что это значение коэффициента трения не удалось достичь у всех пар скольжения и у всех жидкостей при $v_g = 5$ м/с, зависит от того, что предшествовавшее превышение критической температуры испарения пленок смазки привело к увеличению влияния сухого трения. Испарение пленки при росте силы трения твердых тел обуславливает значительное увеличение коэффициента трения при повышении контактного давления.

Хокелю также удалось обнаружить увеличение коэффициента трения с ростом давления на скользящие поверхности пары материалов резина/сталь при $v_g = 5,24$ м/с. При температурах, которые возникали при этих нагрузках в результате высокой теплоизоляционной способности резины, резина разрушалась уже через несколько минут. Этот переход к сухому трению твердых тел особенно четко проявляется при работе в быстро испаряющейся воде (рис. 123). Пары материалов с плохой теплопроводностью, как, например, Кс/Na и Ргс/Na, особенно сильно подвержены этому воздействию, и прежде всего в тех случаях, когда отвод теплоты затруднен при большой толщине стенок у контактной ширины уплотнения b .

При работе уплотнения в дизельном топливе (рис. 124) у всех пар материалов минимальные значения f наблюдаются при $p_g = 6,5$ кгс/см², если даже позднее с повышением контактного давления p_g у пар, включающих плохо отводящую теплоту пресс-массу из искусственной смолы Ргс, снова отмечается рост коэф-

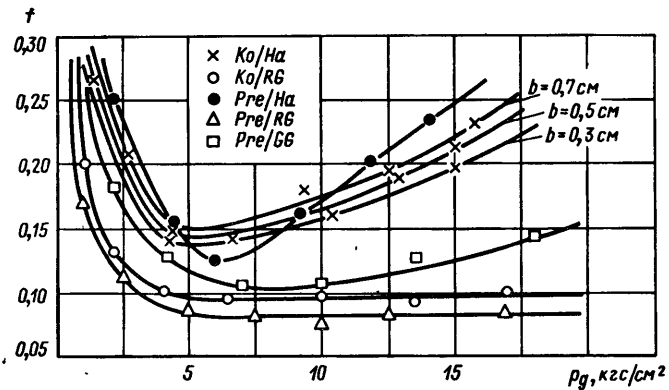


Рис. 123. Кривые, характеризующие трение в торцовых уплотнениях с различными парами скольжения при работе в воде ($v_g = 5$ м/с)

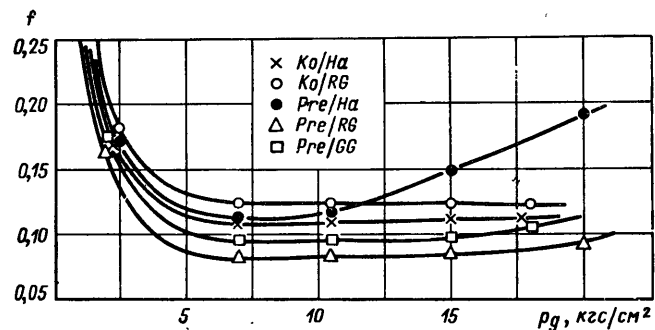


Рис. 124. Кривые, характеризующие трение в торцовых уплотнениях при работе в дизельном топливе ($v_g = 5$ м/с)

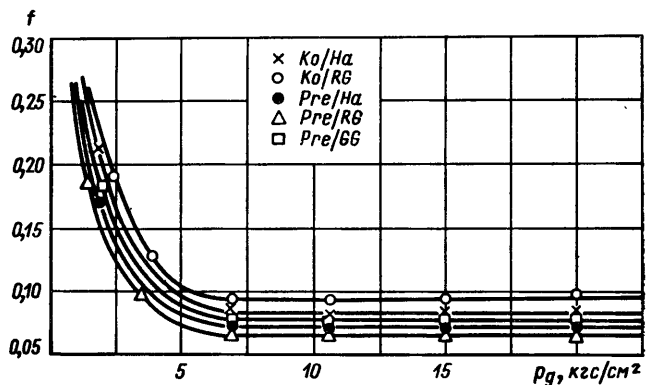


Рис. 125. Кривые граничного трения для торцовых уплотнений при работе в масле «мобил-ойл-арктик» ($v_g = 5$ м/с)

коэффициента трения. Зависимости коэффициента трения при работе в масле «мобил-ойл-арктик» (рис. 125) являются типичными для граничного трения. В данном случае критическая температура испарения масла не была достигнута нигде. Подобные зависимости коэффициентов трения от p_g были получены Скобелем [258]. Хотя и была предпринята попытка получить высокие коэффициенты трения в гидродинамическом диапазоне, однако выход из строя всех металллических пар скольжения и высокий износ контактных углей свидетельствовал о преобладании влияния твердых тел в диапазоне граничного трения.

Если пары материалов не обладают достаточно хорошей прирабатываемостью, то сухое трение часто приводит к полному выходу из строя уплотнения. Подбор материалов с высоким коэффициентом теплопроводности, достаточное количество смазки и требуемое охлаждение позволяют повысить срок службы торцовых уплотнений в режиме граничного трения. Величины износа (см. рис. 95), в частности, свидетельствуют о громадном значении теплообмена при работе торцовых уплотнений. Если рабочая температура превышает температуру испарения пленки смазки в уплотнительном зазоре и предельную температуру применения материалов, то неизбежно увеличивается негерметичность или происходит сильный износ или то и другое одновременно.

Расширенные исследования Майера [183, 190] при других смазывающих средах, скоростях скольжения и контактных давлениях также подтвердили правильность положения о граничном трении. На рис. 126 показана зависимость коэффициента трения, характерная для процесса приработки, полученная при различных давлениях уплотняемой среды (масла) для пары материалов электрографит/закаленная сталь при скоростях скольжения $v_g = 5$ м/с и различных коэффициентах нагрузки $k = 0,5; 0,75; 1,0; 1,25$. Совершенно очевидно, что, например для $p_1 = 0$ (воздействует только давление от пружины p_f) коэффициент трения $f = 0,32 \div 0,43$, который с ростом нагрузки уменьшается до постоянного значения $f = 0,045$. Чем ниже значение k и скорость скольжения v_g , тем больше времени занимает приработка.

На рис. 127 показаны зависимости коэффициентов трения при различных нагрузках для воды и масла от внутреннего давления p_1 . Здесь также виден типичный характер изменения коэффициента граничного трения. Режим граничного трения очень стабилен, а коэффициент f при этом, очевидно, характеризуется большим постоянством при изменениях v_g и p_g , чем при других режимах трения (включая и технически сухое). Торцовые уплотнения были проверены в диапазоне $p_g = 1,5 \div 200$ кгс/см², $v_g = 0,01 \div 50$ м/с; $\eta = (0,005 \div 15) P$ с несколькими сотнями парами материалов, включавших пять основных групп из табл. 13 (пластмасса, искусственные угли, графиты, металлы, окислы металлов, карбиды), а также такие пары, как пластмасса/пластмасса, уголь/уголь, металл/металл, резина/металл и карбид/карбид.

В результате было установлено, что коэффициент трения при $p_g > 6,5$ кгс/см² для одной пары материалов и одной смазывающей среды является постоянным и не зависит от скорости скольжения, размеров скользящих поверхностей и нагрузки, если отклонение от параллельности двух плоских поверхностей $s_{\max} \leq \leq 0,6$ мкм на 1 см диаметра D , а коэффициент нагрузки p_g/p_1 достаточно высок, чтобы при данной величине микронеровностей

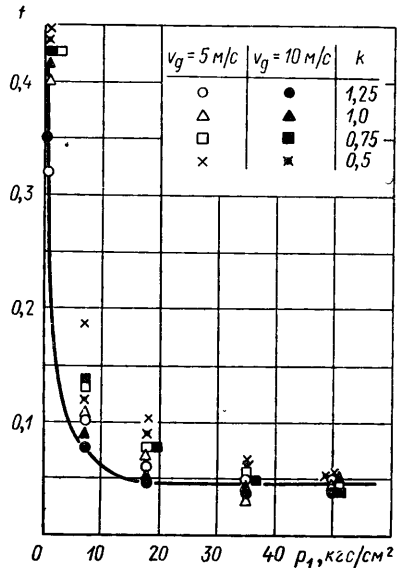


Рис. 126. Изменение коэффициента трения f в процессе приработки при различных коэффициентах нагрузки k и скоростях скольжения v_g (электрографит/заклепленная сталь, масло)

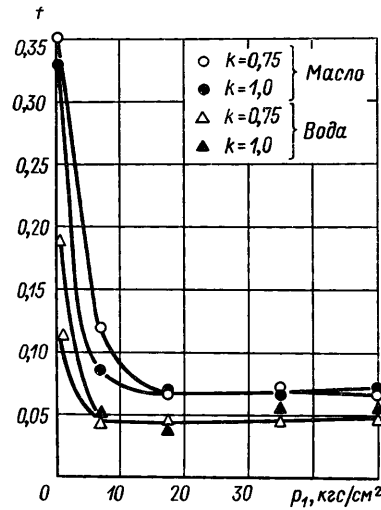


Рис. 127. Зависимости для коэффициентов трения f при различных нагрузках и средах в процессе приработки (углеграфит/карбид вольфрама; $v_g = 5$ м/с)

(см. рис. 60) не допустить возникновения давления в уплотняемом зазоре. До тех пор пока рабочая температура меньше температуры испарения граничной пленки, коэффициент трения остается постоянным. При испарении смазывающей пленки увеличивается количество точек контакта твердых тел, что часто сопровождается нестабильностью и повышением значений f и ростом износа.

Пример 14. Необходимо определить, какой момент трения M_G торцовых поверхностей уплотнения ($d_m = 6$ см; $b = 0,5$ см; $p_g/p_1 = 0,85$; $p_1 = 35$ кгс/см²) при $n_1 = 1500$ об/мин и $n_2 = 3000$ об/мин и действительное потребление мощности (в л. с.), если коэффициент граничного трения для данной нагрузки пары материалов и масла в качестве смазывающей среды $f = 0,055$.

Момент трения определяют по уравнению (63):

$$M_G = 18 \cdot 0,5 \cdot 0,85 \cdot 35 \cdot 0,055 \pi = 46,6 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Момент трения при различных скоростях скольжения одинаковый, поскольку f не зависит от v_g (при нагрузке пленка смазывающего материала не нарушается). Потребление мощности

$$N_G = M_G \omega,$$

где $\omega_1 = 157$ с⁻¹ и $\omega_2 = 314$ с⁻¹.

Таким образом, мощность

$$N_1 = 0,466 \cdot 157 = 73,2 \text{ кгс} \cdot \text{м/с} = 0,975 \text{ л. с.}; \quad N_2 = 1,95 \text{ л. с.}$$

6.1.1.4. Технически сухое трение

Состояние технически сухого трения определяют следующим образом. В уплотняемом зазоре нет пленки жидкости. Трение зависит в основном от взаимодействия поверхностей скольжения твердых тел. Поверхности поглощают газы и пары или на них также образовалась окисная пленка. Износ высокий и очень сильно зависит от нагрузки и пары материалов. Возможно появление трещин термической усталости. Помимо этого пары металлических материалов проявляют склонность к свариванию. Коэффициенты трения $f = 0,15 \div 0,8$.

Для диапазона технически сухого трения в первом приближении можно применить закон Кулона

$$R = f P_G, \quad (66)$$

где R — сила трения; P_G — нормальная сила.

Коэффициенты трения различных пар материалов очень отличаются один от другого. Если пары металлических материалов имеют очень высокие значения f , то у пар скольжения уголь/металл они снижаются до $f = 0,1 \div 0,3$ [13*, 14*, 15*, 246, 247, 305]. Комбинация материалов пластмасса/металл характеризуется при сухом трении значениями $f = 0,5$. Под действием десорбции коэффициент трения может возрасти до величины $f > 0,7$ [102, 121, 177]. В соответствии с исследованиями Зибеля и Кобича [263], а также Боудена и Тейбора [37] коэффициент трения металлических поверхностей понижается с повышением скорости скольжения, металлические поверхности поглощают газы и имеют слой окислов.

Сухое трение реактопластов и искусственных углей в паре с металлом характеризуется различными свойствами. У пластмасс коэффициент трения возрастает как с увеличением давления на уплотнительные поверхности, так и с повышением скорости скольжения (рис. 128, 3а, 3б), в то время, как у искусственных углей в обоих случаях падает (рис. 128, 4а, 4б). Для сравнения показано также изменение коэффициентов трения при смешанном и граничном трении (рис. 128, 1а, 1б, 2а, 2б), в зависимости от p_g и v_g для диапазона $p_g < 10$ кгс/см² и $v_g < 10$ м/с.

Пластмассы при повышенных нагрузках непригодны для работы при сухом трении, поскольку характерные для них низкие коэффициенты теплопроводности не обеспечивают отвода теплоты

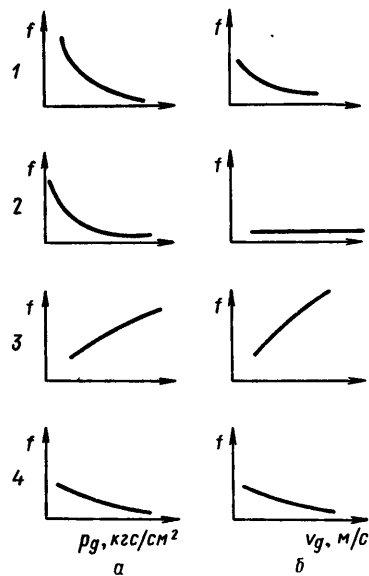


Рис. 128. Изменение коэффициента трения в зависимости от различных условий эксплуатации и материалов для групп I—II (см. табл. 1):

1 — смешанное трение [102]; 2 — граничное трение [121, 177, 183]; 3 — технически сухое трение в паре пластмасса/сталь [102, 177]; 4 — технически сухое трение в паре уголь/чугун [14*]

из уплотняемого зазора, и поэтому предельная рабочая температура материалов легко превышает. Как видно из табл. 17, при сухом трении следует применять в основном угли и графиты, как пропитанные синтетическими смолами, так и без них. При сильном нагреве металлическая пропитка может свариваться.

Многочисленные исследования в зоне высоких температур с самыми различными материалами были проведены Ташенбергом и сотрудни-

ками [279, 280]. Так как сопротивляемость окислению у угольно-керамических материалов, начиная с 400°C , резко снижается, то для работы в условиях, превышающих эту температуру, применяют в основном металлы, карбиды и окислы металлов. Фуллер [88] провел широкие исследования с парами материалов торцовых уплотнений при температуре до 800°C ($v_g = 0,05$ м/с, $p_g = 35$ кгс/см²). Коэффициенты трения составляли 0,25—0,6, а измеренные величины износа свидетельствовали о сильной зависимости износа от выбранных материалов для пар скольжения.

6.1.1.5. Трение в вакууме и при низких температурах

Состояние трения в вакууме определяется следующим образом. Поверхности скольжения совершенно чистые и не содержат поглощенных газов или окисных пленок. В связи со свободным действием поверхностных сил коэффициенты трения очень высокие, $f = 0,6\text{--}5$. Износ поверхностей очень большой, а металлические материалы свариваются.

У пары материалов уголь/металл очень высокий износ отмечался при высотных полетах. Угольные щетки, контактирующие с медными коллекторами, полностью изнашивались за несколько минут, в то время как при нормальном атмосферном давлении они удовлетворительно работали продолжительное время. Различные исследователи [13, 123, 246] указывают для пары уголь/медь ($p_g = 1,5$ кгс/см² и $v_g = 10$ м/с) износ $A \leq 25\ 000$ мкм/ч и коэффициент трения $f \leq 0,7$. Для этой же пары материалов

в вакууме Боуден и Табор [37] определили $f \leq 1,5$, а по данным Боудена и Юнга [38] при технически сухом трении значения f возрастали от 0,5 до 4—6 в вакууме. Очевидно эти явления связаны с неограниченным действием поверхностных сил. Хольм [123] отмечает аналогичное явление, когда только что отшлифованные стеклянные пластинки при наложении одна на другую соединяются так прочно, как будто они сварены между собой. Подобные величины износа и трения были получены в ходе многочисленных исследований Саваджем [246, 247].

Трение при низких температурах. При очень низких температурах и использовании сжиженных газов наблюдается такой же характер износа, как при трении в вакууме [304, 305, 313]. Более точные взаимосвязи пока еще не изучены. Несмотря на то, что коэффициенты трения, очевидно, ниже, чем при трении в вакууме (см. рис. 93, 100 и 102), износ также велик, как и при трении в вакууме. Поэтому трение при низких температурах и в вакууме объединены в один раздел. Путем соответствующего подбора материалов и пар скольжения можно снизить износ в несколько десятков раз.

6.2. Температура уплотнительных колец

Уровень температур в уплотнительном зазоре при выделении теплоты трения оказывает существенное влияние на работу торцового уплотнения. Результатом может быть повышенный износ и тепловая деформация. При недопустимо высоких значениях температуры в зазоре происходит испарение пленки смазочного материала, что повышает трение и износ. При повышении же рабочих температур материалов уплотнение может выйти из строя в результате разрушения, схватывания или появления трещин термической усталости. Теплоту, выделяющуюся в зазоре при трении, определяют по формуле

$$W = p_g f v_g F. \quad (67)$$

Эта теплота может передаваться за счет теплопроводности W_L , конвекции W_K и излучения W_S . Первоначально теплота трения, выделяющаяся в зазоре, передается за счет теплопроводности колец, при этом теплота распространяется в теле от частицы к частице. Затем теплота через тепловые контакты поглощается охлаждающей средой путем конвекции и распространяется дальше материальными частицами. Однако передача теплоты окружающей среде может происходить путем излучения, при этом теплота преобразуется в лучевую энергию. При чистой теплопроводности количество теплоты (в ккал/ч)

$$W_L = \lambda F \Delta T / l, \quad (68)$$

где l — толщина стенки в зоне более низкой температуры.

Количество теплоты (в ккал/ч), отводимое за счет конвекции,

$$W_K = Mc_p t, \quad (69)$$

где M — поток охлаждающей жидкости, кг/ч; c_p — удельная теплота, ккал/(кг·°C).

Излучаемая теплота (в ккал/ч)

$$W_S = C_S F_S \left[\left(\frac{T_S}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right], \quad (70)$$

где C_S — коэффициент излучения, ккал/(м²·ч·К⁴); F_S — излучающая поверхность, м²; T_1 — абсолютная температура окружающей среды, К; T_S — абсолютная температура уплотнения, К.

Особый интерес представляет максимальная температура в зазоре. Охлаждающий эффект, создаваемый утечкой Q в несколько см³/ч, у нормальных торцовых уплотнений настолько мал, что им можно пренебречь, и в ходе дальнейшего рассмотрения он во внимание не принимается. Однако этот дополнительный отвод теплоты может иметь значение в уплотнениях с большими утечками.

Теплота трения W , выделяющаяся в уплотнительном зазоре, передается первоначально через оба контактирующих кольца A и B в осевом направлении. Затем направление теплового потока определяется положением теплового приемника, который у большинства торцовых уплотнений установлен у диаметров d или D , так что тепловой поток меняет направление на радиальное.

Рассмотрим сначала осевое направление теплового потока. Итак, отводу теплоты соответствует уравнение (67). Распределяется теплота на оба кольца. В каждом конкретном случае устанавливается равновесие, при котором

$$W = W_A + W_B. \quad (71)$$

Уплотнительные кольца при наличии защитных слоев, горячей и прессовой посадок могут состоять из нескольких материалов с различными коэффициентами теплопроводности. Рассмотрим сначала только материалы с одинаковыми значениями λ и чистую теплопередачу в осевом направлении без учета влияния краевых зон.

6.2.1. Кольца из однородного материала

Если каждое кольцо A и B состоит только из одного материала, то для отвода теплоты, выделяющейся при трении, в осевом направлении в соответствии с формулами (67), (68) и (71) справедливо следующее уравнение:

$$\rho_g f v_g F / C_4 = \lambda_A F_A (T - T_A) / l_A + \lambda_B F_B (T - T_B) / l_B. \quad (72)$$

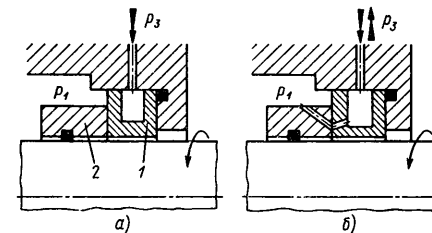
Если принять, что сечение проводников теплоты одинаковое ($F = F_A = F_B$), а температурные градиенты C_a линейные, то в соответствии с уравнением (72) имеем

$$\rho_g f v_g / C_4 = \lambda_A C_{aA} + \lambda_B C_{aB}. \quad (73)$$

С учетом условий, имеющих место в торцовых уплотнениях, высокий коэффициент теплопроводности соответствует низкому температурному градиенту, и наоборот.

Рис. 129. Контркольца с внутренним охлаждением:

a — с запирающим давлением p_3 , служащим только для циркуляции; b — в гидродинамическом уплотнении с периодическим впрыскиванием охлаждающего агента ($p_3 > p_1$), или частичным выходом охлаждающего агента ($p_3 < p_1$); 1 — контркольцо; 2 — уплотнительное кольцо



Отводу теплоты очень способствует также небольшая толщина стенок. На рис. 129, a показано сконструированное по этому принципу охлаждаемое полое кольцо, а на рис. 129, b — гидродинамическое уплотнение с потоком охлаждающей жидкости.

6.2.2. Кольца из многослойного материала

Часто уплотнительные кольца выполняют не из одного материала, а они имеют защитные и облицовочные покрытия, предохраняющие от коррозии, повышающие износостойкость и технологичность и снижающие стоимость. Уплотнительные кольца из карбидов металлов часто помещают в несущие кольца, покрывают со всех сторон политетрафторэтиленом или устанавливают на эластичные резиновые прокладки, что может затруднить распространение теплового потока. Такая комбинация материалов может оказать существенное влияние на отвод теплоты, выделяющейся при трении, или привести к нежелательному подводу теплоты от других источников и в итоге повлиять на изменение температуры в уплотнительном зазоре.

С помощью уплотнительного кольца B из двухслойного материала (рис. 130) можно в осевом направлении отвести количество теплоты

$$W_B = \frac{F (T - T_2)}{(l_1 / \lambda_{B1}) + (l_2 / \lambda_{B2})}. \quad (74)$$

Значения коэффициентов теплопроводности λ_{B1} и λ_{B2} следует взять соответствующими конкретным средним температурам:

$$T_{m1} = 0,5 (T + T_1) \text{ и } T_{m2} = 0,5 (T_1 + T_2).$$

Как будет показано в следующем примере, выбор материалов с учетом их коэффициентов теплопроводности чрезвычайно ва-

жен, поскольку они также в значительной мере определяют максимальную температуру в зазоре.

Пример 15. Неподвижное контркольцо B торцового уплотнения ($k = 0,82$; $\rho_f = 1,5 \text{ кгс/см}^2$) необходимо рассчитать на $\rho_1 = 35 \text{ кгс/см}^2$ и $v_g = 10 \text{ м/с}$. В распоряжении были следующие материалы пар скольжения (коэффициенты теплопроводности λ указаны в скобках): карбид хрома (6,5), стеллит (10), твердый хром (45) и карбид вольфрама (60). В качестве материала-основы: хромоникелевая сталь AISI 316 (16), хромистая сталь AISI 416 (22) и инструментальная сталь (35). Необходимо выбрать рабочий слой толщиной $l_1 = 0,5 \text{ мм}$, а несущее кольцо толщиной $l_2 = 10 \text{ мм}$. Температура испарения уплотняемой жидкости составляла 400°C , а в сальниковой камере жидкость имела температуру $t = 20^\circ \text{C}$.

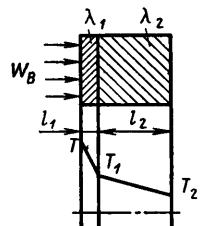


Рис. 130. Много-слойное уплотнительное кольцо

Испытания на стенде показали, что при использовании углеродистого пропитанного искусственной смолой в режиме граничного трения можно было принять коэффициент трения $f \approx 0,06$ для всех пар скольжения. Для упрощения было предположено, что теплота трения $W/3 = W_B$ у каждой пары постоянно уходит через кольцо B , а коэффициенты теплопроводности не зависят от температуры. Далее, можно было ожидать, что коэффициент отвода теплоты, который более подробно рассмотрен в разделе 6.2.4, $C_W = 0,5$. Введя коэффициент отвода теплоты, можно в уравнении (74) принять температуру скользящего кольца T_2 , равную температуре охлаждающей жидкости ($T_2 = t$). Из уравнений (67) и (74) следует

$$W_B = W/3 = \frac{\rho_g f v_g}{3 C_4 C_W} = \frac{T - t}{(l_1/\lambda_{B1}) + (l_2/\lambda_{B2})}$$

Отсюда температура в уплотняемом зазоре

$$T = \frac{\rho_g f v_g}{3 C_4 C_W} (l_1/\lambda_{B1} + l_2/\lambda_{B2}) + t$$

Давление на поверхности скольжения

$$\rho_g = \rho_f + k \rho_1 = 1,5 + 0,82 \cdot 35 = 30 \text{ кгс/см}^2$$

Для нижеуказанных комбинаций материалов в рабочем состоянии отмечаются следующие температуры (в $^\circ \text{C}$) в зазоре:

№ 1	Слой стеллита на стали AISI 316	700
№ 2	Слой стеллита на стали AISI 416	520
№ 3	Карбид хрома на стали AISI 416	547
№ 4	Карбид хрома на инструментальной стали	382
№ 5	Твердый хром на инструментальной стали	316
№ 6	Массивное кольцо из карбида вольфрама	195

Полученные данные показывают, что можно применять только кольца №№ 4, 5 и 6, поскольку у них не происходит испарения пленки смазки. Гарантировать эксплуатационную надежность торцового уплотнения можно, применяя только комбинированный метод подбора материалов для поверхностей скольжения и основы колец.

В особых случаях, приходится использовать дополнительное охлаждение, охлаждающие ребра, охлаждаемые полые кольца, а также разгруженные гидродинамические или гидростатические уплотнения, которые меньше нагреваются.

6.2.3. Градиенты температуры

Распределение температур в осевом и радиальном направлениях в торцовом уплотнении может быть очень различным (см. Робинсон и Бартон [239]). Существенное влияние оказывают прежде всего конструкция, подбор материалов, положение теплооборудки, отводимое количество теплоты, коэффициенты теплопроводности и охлаждающая среда. Точные значения параметров можно измерить в условиях эксплуатации. Однако можно дать качественную оценку, так как высокий коэффициент теплопроводности соответствует низкому градиенту температуры, и следовательно, более высокой средней температуре кольца с улучшенным отводом теплоты, и наоборот. При одинаковых коэффициентах теплопроводности градиент температуры во вращающемся кольце будет, очевидно, выше, чем в неподвижном, если оба кольца контактируют с охлаждающей жидкостью. Кроме того, градиент температуры тем выше, чем лучше коэффициенты теплопроводности от кольца к среде. Влияние коэффициентов теплопроводности на температуру в зазоре можно продемонстрировать на следующем примере.

Пример 16. Два торцовых уплотнения одинаковой конструкции, но с различными парами скольжения работали в масле при $\rho_g = 54 \text{ кгс/см}^2$ и $v_g = 10 \text{ м/с}$.

Уплотнение а	Уплотнение б
Углеродистый вольфрам (20)/карбид вольфрама (60)	Электрографит (60)/закаленная сталь (35)
$f = 0,046$	$f = 0,05$
$T = 360^\circ \text{C}$	$T = 250^\circ \text{C}$
$T_B = 240^\circ \text{C}$	$T_B = 50^\circ \text{C}$
$C_{aB} = 200^\circ \text{C/см}$	$C_{aB} = 333^\circ \text{C/см}$
$C_{aA} = 450^\circ \text{C/см}$	$C_{aA} = 185^\circ \text{C/см}$

В обоих торцовых уплотнениях в уплотнительном зазоре у диаметра d_m и в точке, находящейся в 6 мм от поверхности скольжения неподвижных колец, были измерены температуры T_B . Если принять, что температурная зависимость имеет линейный характер, то для градиентов температуры C_{aB} получим указанные значения. В соответствии с формулой (73) градиенты температуры C_{aA} были получены во вращающихся кольцах.

На рис. 131 показаны температуры, определенные при этих измерениях и расчетах. В качестве точки отсчета в каждом случае выбирали место на расстоянии 6 мм от поверхности скольжения. Несмотря на более низкий коэффициент трения, уплотнение на рис. 131, а вследствие худшего отвода теплоты работает при температуре в уплотнительном зазоре, которая на 110°C превышает температуру в уплотнении на рис. 131, б. Фактические температуры во вращающемся кольце в результате хорошей теплоотдачи в охлаждающую среду ниже расчетных.

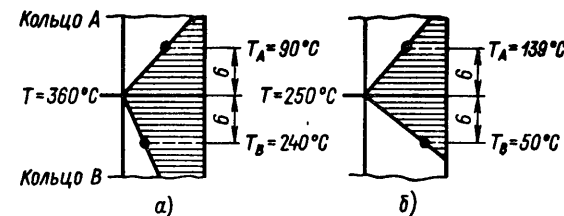


Рис. 131. Осевое распределение температуры в уплотнительных кольцах в соответствии с примером 16

6.2.4. Коэффициент отвода теплоты

Теплота, выделяющаяся при трении, передается от уплотнительных колец жидкости, но сначала кольцо должно нагреться до более высокой температуры. Поэтому температура в зазоре, рассчитанная только с учетом теплопередачи, часто бывает ниже фактической. У большинства торцовых уплотнений теплота трения передается в кольцо в радиальном направлении, поскольку область более низких температур обычно находится у диаметра d и D .

Если в соответствии с формулой (72) принять, что обе поверхности равны, в качестве критической толщины стенки взять ширину уплотнительного зазора b для радиального перепада температур ($l_A = l_B = b$), а также считать температуру охлаждающей жидкости t постоянной, то для конвективной теплоотдачи от поверхности колец без резкого перепада температур непосредственно охлаждающей жидкости можно принять $T_A = T_B = t$. При таком упрощении формулу (72) можно записать в новом виде:

$$p_g f v_g / C^4 = (\lambda_A + \lambda_B) (T - t) / b. \quad (75)$$

В действительности же условия отвода теплоты значительно сложнее. Конструкция и размещение колец, теплоизоляция эластичными резиновыми фасонными кольцами, прессовая посадка и облицовочные слои, выемки в уплотняемых поверхностях и элементах колец могут мешать или способствовать распространению теплового потока. Переход теплоты от кольца к охлаждающей жидкости в зависимости от коэффициента теплопроводности происходит с различным по высоте перепадом температуры. Коэффициент теплопроводности является функцией числа Рейнольдса, т. е. ламинарный поток затрудняет теплоотдачу, а турбулентный способствует ей.

Вязкость, скорость и турбулентность потока охлаждающей жидкости на входе в герметизируемое пространство или дополнительное завихрение охлаждающей жидкости и расположенные снаружи пружины или выемки в уплотнении также оказывают очень сильное влияние на теплопередачу. Поэтому отвод теплоты в большинстве случаев происходит более интенсивно от вращающегося кольца. Если выразить все эти воздействующие факторы для постоянных режимов работы и одного типа уплотнения через безразмерный коэффициент теплоотдачи C_W , то температуру T в уплотняемом зазоре можно рассчитать по преобразованной формуле (75):

$$T = \frac{p_g f v_g b}{C_W C_A (\lambda_A + \lambda_B)} + t. \quad (76)$$

Если передача теплоты трения охлаждающей жидкости происходит без замедления и перепадов температур, то коэффициент теплоотдачи $C_W = 1$. В торцовом уплотнении в зависимости от охлаждающей жидкости и условий эксплуатации $C_W = 0,2$ —

0,9, т. е. фактические температуры в уплотняемом зазоре могут быть значительно выше, чем рассчитанные с помощью формулы (75). Таким образом, коэффициент теплоотдачи C_W можно определить как отношение температуры T_R в уплотнительном зазоре, рассчитанной на основании формулы (75) к фактической температуре T_W :

$$C_W = T_R / T_W.$$

Значения λ , входящие в формулу (76), должны также учитывать температурную зависимость. По данным Хольма [123],

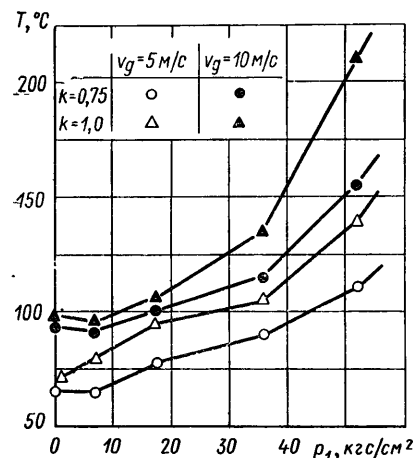


Рис. 132. Распределение температуры в контркольцах при различных условиях нагружения, скоростях скольжения и давлениях на уплотнительные поверхности (точка, в которой производят измерения, находится на расстоянии 1 мм от поверхности скольжения неподвижного кольца у диаметра d_m ; графит (60)/инструментальная сталь (35); уплотняемая среда масло, 30° С)

Охлаждающая жидкость 7,5 л/мин

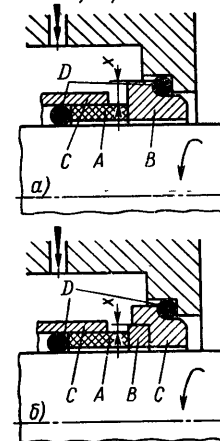


Рис. 133. Экспериментальные уплотнения для определения коэффициента теплоотдачи C_W :

а — конструкция контркольца I; б — конструкция контркольца II; А — материал уплотнительного кольца; В — материал контркольца; С — хромоникелевая сталь ($\lambda = 16$ ккал/(м·ч·°С); D — резиновые эластичные кольца круглого сечения

для рассматриваемого диапазона температур в расчете можно принять линейный характер изменения температурного коэффициента β и среднее значение

$$\lambda_m = 0,5 (\lambda_T + \lambda_{T1}).$$

На рис. 132 представлены температуры, измеренные на расстоянии 1 мм от поверхности скольжения неподвижного кольца при различных нагрузках и скоростях скольжения. На примере рассмотрим зависимость коэффициента теплоотдачи C_W от особенностей конструкции и условий эксплуатации.

Измеренные значения коэффициента теплоотдачи $C_{\mathcal{W}}$
(схема испытаний приведена на рис. 133; $b = 0,45 \text{ см} = \text{const}$)

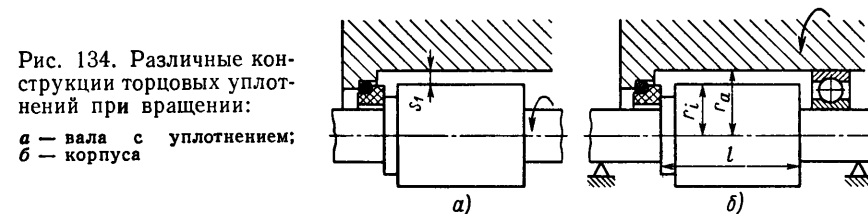
№	Para материалов λ_A/λ_B	Рис. 131	x, мм	Среда	$C_{\mathcal{W}}$ при v_g , м/с	
					5	10
1	60/35	a	5,5	Масло, 30° С	0,48	0,51
2	60/35	a	5,5		0,53	0,53
3	60/35	a	7		0,47	0,50
4	60/35	a	7		0,48	0,51
5	60/35	a	7		0,48	0,50
6	20/75	b	1,5		0,31	0,37
7	20/75	b	1,5		0,29	0,39
8	20/75	b	1,5		0,31	0,38
9	20/75	b	0		0,26	0,37
10	20/75	b	0		0,25	0,34
11	20/17	b	1,5		0,28	0,35
12	20/17	b	1,5		0,30	0,37
13	20/17	b	1,5		0,29	0,36
14	15/35	a	7	Вода, 18° С	0,42	0,47
15	15/35	a	7		0,43	0,48
16	15/35	a	7		0,65	0,76
17	15/35	a	7		0,74	0,75
18	20/75	b	1,5		0,66	0,69
19	20/75	b	1,5		0,67	0,71
20	20/75	b	3		0,68	0,74
21	20/75	b	3		0,71	0,77

Пример 17. Два торцовых уплотнения одинаковой конструкции, но с различными конструкторскими (коэффициентами теплопроводности) показаны на рис. 133, а, б. Значения $C_{\mathcal{W}}$, полученные в опытах, приведены в табл. 23.

Из результатов следует, что если поперечное сечение теплоотводов остается постоянным, то значения $C_{\mathcal{W}}$ колеблются незначительно, однако их сильный рост отмечается при удвоении частоты вращения, так как улучшаются условия отвода теплоты. Если доступ охлаждающей жидкости к материалу с высоким значением λ ухудшается в случае применения несущего кольца из хромоникелевой стали (16), рис. 133, б, то значение $C_{\mathcal{W}}$ понижается. Также четко видно, что лучший отвод теплоты при высоких скоростях скольжения у уплотнительных колец с высоким коэффициентом теплопроводности. Это свидетельствует об очевидном преимуществе использования для уплотнительных колец материалов с высокими значениями λ , в случае установки колец на стороне с более низкой температурой.

6.3. Потери мощности на барботаж жидкости в уплотняемой полости

Общий момент трения торцового уплотнения согласно формуле (59) наряду с моментом трения контактных поверхностей M_G включает также момент M_F , который возникает при барботаже



жидкости торцовым уплотнением в уплотняемой полости. Величина M_F зависит от степени турбулентности потока жидкости, которая в свою очередь существенно зависит от того, вращается уплотнение в уплотняемой полости (рис. 134, а) или же вращается корпус (рис. 134, б).

6.3.1. Потери при вращении вала

Обычно торцовые уплотнения устанавливают так, что при работе вращается вал вместе с уплотнением или же вращается конструкторское кольцо. В этом случае ламинарное движение является уже нестабильным, и образуются круглообразные завихрения с переменным направлением вращения [73] при

$$Re = \frac{us_1}{\nu_1} > 41,3 \sqrt{\frac{r_1}{r_a - r_1}},$$

где s_1 — высота слоя жидкости; ν_1 — кинематическая вязкость.

Под действием центробежной силы происходит турбулизация потока, которой способствуют наружные пружины, выемки и т. д., а также подача охлаждающей и промывочной жидкостей.

При низкой частоте вращения и жидких средах момент жидкостного трения в уплотнении очень мал, и им можно пренебречь. Так как при высокой частоте вращения необходимо уплотнять высоковязкие материалы, такие, например, как трансмиссионное масло, пасты или асфальт, то M_F сильно возрастает, и при низком внутреннем давлении p_1 может наступить момент, когда $M_F > M_G$. В случае, когда необходимо, чтобы выделялось минимальное количество теплоты, как, например, при уплотнении охлаждающих растворов и сжиженных газов, следует также стремиться к получению минимального значения M_F . Этого можно добиться при вращении с валом только небольшого конструкторского кольца (уплотнение остается неподвижным).

Пример 18. Для двух торцовых уплотнений, показанных на рис. 135, *a* и *б*, которые работали при $n_1 = 1800$ об/мин и $n_2 = 3600$ об/мин в масле и воде, определяли величину дополнительной мощности, необходимой для барботажа жидкости.

Для масла были отмечены следующие значения:

$$\begin{array}{lll} t = 30^\circ \text{C} & \nu_1 \approx 50 \text{ сСт} & \gamma = 0,87 \text{ г/см}^3 \\ t = 80^\circ \text{C} & \nu_1 \approx 15 \text{ сСт} & \gamma = 0,83 \text{ г/см}^3 \end{array}$$

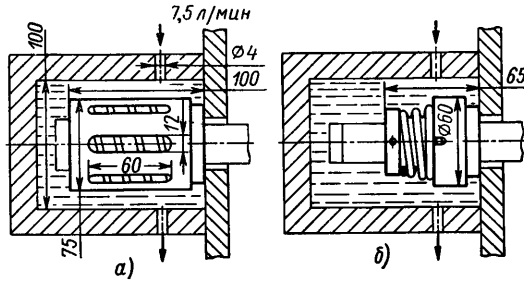


Рис. 135. Опытные уплотнения

В табл. 24 приведены данные исследований. В соответствии с ними в уплотнении по рис. 135, *a* в связи с завихрением потока жидкости выделяется по меньшей мере в 2 раза больше теплоты, чем в уплотнении по рис. 135, *б*. При высокой вязкости с повышением частоты вращения мощность, расходуемая на преодоление трения, значительно возрастает.

Таблица 24

Потери мощности N_F (в Вт) на барботажа жидкости при различной вязкости, скорости скольжения и конструкции уплотнения

№	Уплотнение по рис. 133	Среда	$v_g = 5,5 \text{ м/с}$		$v_g = 11 \text{ м/с}$	
			30° С	80° С	30° С	80° С
1	<i>a</i>	Масло	50	20	200	50
2	<i>a</i>	Вода	10	—	25	—
3	<i>б</i>	Масло	15	10	50	20
4	<i>б</i>	Вода	—	—	10	—

Последние исследования Майера [394] показывают, что, начиная со скорости скольжения примерно 50 м/с, потери на турбулентность потока воды могут уже значительно превышать потери на трение торцовых поверхностей.

Мощность, необходимая для создания вращающегося потока воды,

$$N_1 = C_1 n^{2,8} C_2 D_1^{3,6} l_1,$$

где D_1 и l_1 — соответственно диаметр и длина вращающегося цилиндра жидкости; C_1 и C_2 — постоянные.

В первом приближении потери на турбулентность вращающегося потока воды возрастают примерно в кубе от скорости скольжения (v_g^3), в четвертой степени от диаметра вращающегося цилиндра жидкости (D_1^4) и линейно от длины l_1 по оси. Таким образом, в очень больших вращающихся с высокой скоростью уплотнениях могут возникать значительные дополнительные потери энергии на турбулентность потока.

6.3.2. Потери при вращении корпуса

В редких случаях, например при уплотнении центрифуг или полых валов при различной частоте вращения (рис. 136), вращается корпус. Это может привести к возникновению течения по типу Куэта. Согласно данным Экка [73], Паи [222] и Прандтля [233], можно считать, что поток до значений $Re = 200\,000$ остается ламинарным. В этом диапазоне момент трения определяют по формуле Паи:

$$M_F = 4\pi l \eta \omega \frac{r_i^2 r_a^2}{r_i^2 - r_a^2}, \quad (77)$$

где l — длина вращающейся части корпуса.

В данном случае центробежные силы препятствуют турбулизации потока. Крутящий момент при ламинарном потоке значительно меньше, чем при турбулентном. Однако необходимо учитывать, что при ламинарном потоке отвод теплоты трения в результате взаимодействия с граничным слоем происходит в основном только за счет теплопроводности [233].

Торцовые уплотнения должны работать при оптимальных тепловых условиях. При ламинарном потоке в уплотняемой полости уменьшается величина M_F , но одновременно ухудшается отвод теплоты, выделяющейся при трении от M_G . Турбулентность способствует отводу теплоты при действии M_G и повышению коэффициента теплопередачи, но, с другой стороны, при этом также возрастает момент трения M_F . Если, например, отвод теплоты

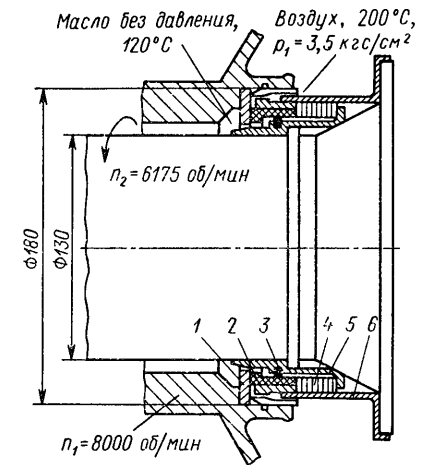


Рис. 136. Торцовое уплотнение для герметизации полых валов, вращающихся с различной скоростью [310]:

1 — контрольное кольцо из закаленной стали; 2 — угольное уплотнительное кольцо; 3 — угольное поршневое кольцо; 4 — волнистая пружина (26 шт.) из хромоникелевой стали; 5 — втулка вала из хромоникелевой стали; 6 — корпус из хромоникелевой стали

у медленно вращающегося высоконагруженного уплотнения смесителя является главной проблемой, то следует наряду с дополнительным охлаждением стремиться получить турбулентный поток. При внутреннем расположении вращающихся торцовых уплотнений и при быстровращающихся валах турбулентность потока неизбежна, она улучшает отвод теплоты. Однако, если большое значение момента трения M_F оказывает отрицательное влияние на эксплуатационные характеристики уплотнения, например невозможна циркуляция жидкости или ее охлаждение, то следует как можно больше снизить вызывающую момент M_F теплоту трения, турбулизируя поток жидкости.

7. Взаимосвязь между утечкой, долговечностью и режимом трения

В предыдущих разделах была сделана попытка рассмотреть отдельно потери от утечки, износ и режимы трения.

Однако работоспособность уплотнения зависит одновременно от многих факторов. Особые преимущества в одном, в большинстве случаев сочетаются с недостатками в другом. Так, например, с повышением давления на поверхности скольжения при неизменной глубине микронеровностей снижаются потери от утечки, но при этом возрастают износ и тепловыделение от трения. С другой стороны, с увеличением утечки может уменьшиться трение и выделение теплоты, но вместе с тем снижаются эксплуатационная надежность и экономичность. Поэтому каждое торцовое уплотнение необходимо разрабатывать исходя из конкретных эксплуатационных требований с учетом оптимального значения, определенного утечкой, износом и режимом трения. При этом следует учитывать также взаимное влияние этих параметров. Так, например, большая величина трения может явиться причиной не только повышения износа, но и (в результате тепловых деформаций) утечки или может привести к выходу уплотнения из строя в связи с появлением трещин от внутренних тепловых напряжений.

На рис. 137 показана зависимость от утечки, износа и режима трения у ненагруженного уплотнения со скользящим кольцом. Начиная с давления на поверхности скольжения около 60 кгс/см² отвод теплоты трения затруднен. Это ведет к росту коэффициентов трения. В результате возникновения микронеровностей больших размеров также резко повышается износ, а это в свою очередь увеличивает утечки.

На рис. 138 показаны зависимости коэффициента трения, износа и утечки от давления в гидродинамическом торцовом уплотнении. Коэффициенты трения в этом случае по сравнению с приведенными на рис. 137 значительно меньше и отличаются стабильностью. Более высокие утечки с увеличением давления на уплотняемые поверхности снижаются и становятся меньше,

чем приведенные на рис. 137. Что касается всего диапазона, то износ у гидродинамического торцового уплотнения значительно ниже, чем у ненагруженного (см. рис. 137).

Соответствующим выбором конструкции уплотнения, материалов и его схемы можно выполнить отдельные требования, такие, например, как максимальная плотность или срок службы и минимальное трение торцовых поверхностей. Если требуется сократить утечки до минимума, то давление на поверхности скольжения p_g можно повысить до предельных механической и тепло-

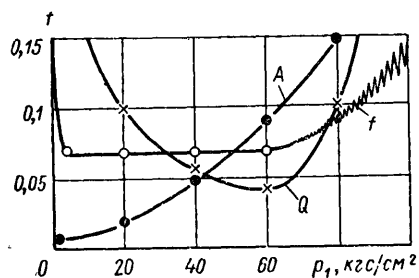


Рис. 137. Взаимосвязь между утечкой Q , износом A и коэффициентом трения f у ненагруженного торцового уплотнения (холодная вода; $v_g = 10$ м/с)

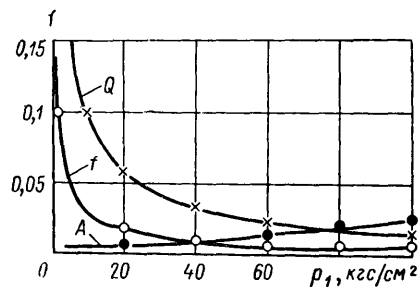


Рис. 138. Эксплуатационные характеристики термогидродинамического торцового уплотнения с круговыми пазами (холодная вода; $v_g = 10$ м/с)

вой нагрузок, при этом, однако, придется мириться с повышенным износом и сокращением срока службы. Удлинение срока службы, которое может быть достигнуто при снижении давления на поверхности скольжения и трения, часто связано с увеличением утечки и снижением эксплуатационной надежности. Таким образом, при создании конструкции торцового уплотнения приходится находить компромиссное решение.

Наряду с уже упомянутыми факторами, такими как утечка, износ и режим трения, необходимо учитывать еще один фактор, который имеет значительно более важное, если не сказать перво-степенное, значение. Это — эксплуатационная надежность. Требования к уплотнениям в отношении повышенной эксплуатационной надежности значительно возросло, особенно в связи со все более широким применением торцовых уплотнений в технике высоких и сверхвысоких давлений в химической и нефтяной промышленности, а также на электростанциях в реакторах. Вопрос эксплуатационной надежности будет более подробно рассмотрен в следующих разделах.

8. Надежность торцовых уплотнений

Торцовые уплотнения работают в самых различных условиях, поэтому наряду с утечками, долговечностью и потерями мощности решающее значение имеют их эксплуатационная надежность и безотказность.

В отличие от применявшихся ранее сальников торцовые уплотнения могут выходить из строя мгновенно, например, вследствие разобращения уплотнительных поверхностей, разрушения, растрескивания поверхностей трения от термических напряжений, при недопустимо высоких температурах и их перепадах и т. д. Кроме того, могут оказаться недостаточно надежными или отказать стопорные детали, фиксирующие уплотнительные кольца и конtringкольца от проворачивания, в результате резиноупругие радиальные уплотнительные элементы образуют новые подвижные герметизирующие поверхности, которые через очень короткое время выходят из строя из-за износа и слишком большого выделения теплоты при трении.

Ввиду повышенной опасности от герметизируемых ядовитых, взрывчатых, горючих и радиоактивных сред, а также больших затрат, необходимых на их возможные ремонты, часто вызывающие простой целых установок, необходимо особенно тщательно проверять надежность и безотказность выбираемых торцовых уплотнений.

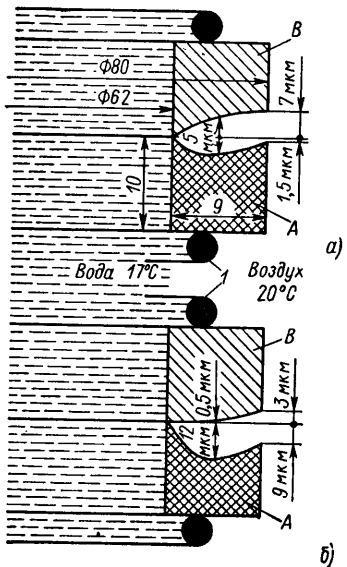
8.1. Раскрытие стыка уплотнительных поверхностей

Разобращение контактных поверхностей чревато существенной опасностью отказа в работе, поскольку уплотнение при этом теряет свою работоспособность. Такая опасность существует для всех типов торцовых уплотнений, однако, для нагруженных ее можно принципиально избежать,

8.1.1. Раскрытие стыка уплотнительных поверхностей в разгруженном торцовом уплотнении

Разгруженные торцовые уплотнения ($p_g/p_1 < 1$) склонны к развитию стыка, в частности, при резком периодическом изменении таких параметров работы, как скорость вращения, давление и температура. Чем меньшее значение коэффициента нагрузки выбрано для уплотнения, тем при меньших деформациях зазора может происходить прогрессирующая разгрузка и полная потеря контакта между герметизирующими поверхностями только в результате проникновения жидкости и создания ею давления в зазоре. То же относится к увеличению высоты микронеровностей в рабочем режиме (см рис. 60, зона Z) и к трещинам от термических напряжений.

При испытаниях установлено, что в уплотнении ($k = 0,5$), надежно работавшем длительное время, при пуске из холодного состояния в принципе отсутствовал контакт между герметизирующими поверхностями. Закрыть уплотнительный зазор удалось лишь после того, как в процессе выделения теплоты трения контактные поверхности нагрелись до температуры $T = 120^\circ \text{C}$. Первоначально температурная деформация способствовала образованию в рабочем режиме плоскопараллельного зазора (рис. 139) и восстановлению контакта между поверхностями. В другом случае контакт торцовых поверхностей (карбид вольфрама/карбид вольфрама) уплотнения перемешивающего аппарата ($k = 0,8$) удалось обеспечить лишь за счет резкого увеличения давления, а затем приработкой при $p_1 = 75 \text{ кгс/см}^2$. В противном случае



уплотнительные поверхности разобщались бы постоянно из-за невозможности коррекции путем приработки, обусловленной высокой износостойкостью материалов пар трения. Сведения о прочих торцовых уплотнениях и их системах содержатся в табл. 4.

Кроме того, в результате перехода пленки смазки, находящейся в зазоре, в газообразное состояние и обусловленного этим внезапного

Рис. 139. Форма зазора и износ уплотнения под действием деформаций после остановки аппарата [$p_g = 6 \text{ кгс/см}^2$; $b = 0,9 \text{ см}$; $p_1 = 4 \text{ кгс/см}^2$; $v_g = 5 \text{ м/с}$; угол $\alpha = 4 \times 10^{-6} \text{ см}/(^\circ\text{C}\cdot\text{см})$; $\lambda = 32 \text{ ккал}/(\text{м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C})$; сталь с $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ см}/(^\circ\text{C}\cdot\text{см}^2)$; $\lambda = 45 \text{ ккал}/(\text{м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C})$]:

a — уголь/уголь; б — уголь/сталь; 1 — резиноупругие кольца круглого сечения

взрывоподобного расширения, давление, действующее на разгруженное торцовое уплотнение, может увеличиться. При герметизации воды это может привести к периодическому взрывному парообразованию небольшой мощности и соответствующим утечкам. При работе с жидким пропаном подобные явления парообразования могут вызвать образование льда, которое затем может стать причиной слишком больших утечек. Такие обледенелые уплотнения часто приходится оттаивать паром.

Так как в большинстве аппаратов с торцовыми уплотнениями нельзя произвольно изменять давление, скорость вращения и температуру с целью восстановления нарушенного контакта в паре трения, то часто приходится заменять сильно деформированные кольца. Согласно практическим результатам и данным Майера [177], Нортон [218] и Вуда [306] то же относится к торцовым уплотнениям, в которых отношение высоты микронеровностей к коэффициенту p_g/p_1 стало слишком большим и привело к потерям контакта по микропрофилям. Уплотнительные кольца нужно дополнительно притирать или менять на новые.

По наблюдениям Шмитца [251] к разобщению уплотнительных поверхностей могут приводить ударные нагрузки, действующие на вал в радиальном направлении. Чем ближе к единице значение коэффициента нагрузки p_g/p_1 , тем меньше опасность потери контакта между уплотнительными поверхностями.

8.1.2. Раскрытие стыка уплотнительных поверхностей в нагруженном торцовом уплотнении

В торцовых уплотнениях, в которых $p_g/p_1 \geq 1$, обычно нет потери контакта между герметизирующими поверхностями, если недостатки монтажа или конструкции не препятствуют нарастанию по времени давления, обусловленного действием усилия гидравлического нагружения P_H . В этом случае весьма неприятными могут оказаться прежде всего скачки давления. Например, в торцовых уплотнениях, монтируемых в гидродинамических тормозах-замедлителях тяжелых грузовых автомобилей, герметизирующие поверхности разобщаются при гидравлических ударах, вызванных включением замедлителя при движении на крутом спуске.

На рис. 140 показана монтажная схема уплотнения. Нагрузки при скачках давления воспринимаются торцовой поверхностью неподвижного уплотнительного кольца B, которое при этом смещается назад, преодолевая усилие пружины P_F , создаваемое волнистой пружиной I. Большая утечка через раскрытый уплотнительный зазор препятствует возникновению давления p_1 в полости R, так что усилие гидравлического нагружения P_H остается примерно равным нулю (см. уравнение 3, a). При уменьшении давления p_1 усилие пружины P_F восстанавливает контакт в паре трения, а при медленном нарастании напора давление p_1 может

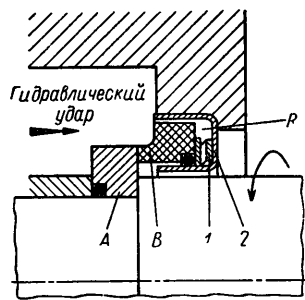


Рис. 140. Монтажная схема уплотнения для рассмотрения влияния гидравлических ударов:

A — вращающееся конtringкольцо; *B* — неподвижное уплотнительное кольцо; *R* — полость, заполняемая жидкостью; *1* — волнистая пружина; *2* — корпус

возникнуть и в полости *R*, после чего уплотнение работает надежно. Если конструктивно можно обеспечивать осевое перемещение вращающегося конtringкольца *A*, например, перестановкой пружины от кольца *B* к кольцу *A*, то опасность разобщения уплотнительных поверхностей устраняется, поскольку нагрузки при скачках давления воспринимаются тыльным торцом кольца *A*, и зазор закрывается (рис. 141).

8.1.3. Раскрытие стыка уплотнительных поверхностей в гидродинамическом и гидростатическом торцовом уплотнении

По условиям надежности гидродинамические и гидростатические уплотнения в большинстве случаев проектируют с коэффициентами $k = 0,8 \div 1,1$. Если по какой-либо причине, возникающий в зазоре, гидродинамический или гидростатический напор p_{Sp} превышает удельную нагрузку p_g в паре трения, то происходит раскрытие стыка уплотнительных поверхностей. В результате происходит принудительное понижение напора p_{Sp} в зазоре, а зазор снова закрывается. Таким образом, режим при $p_{Sp} > p_g$ и коэффициенте нагрузки $p_g/p_1 > 1$ неустойчив и тотчас саморегулируется возрастающей утечкой. Однако при высокой частоте раскрытий стыка возможно возникновение флаттерной вибрации уплотнительных поверхностей, результатом которой может быть их износ.

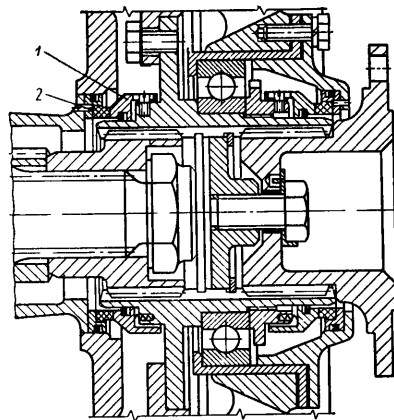


Рис. 141. Торцовое уплотнение гидродинамического тормоза-замедлителя грузового автомобиля ($v_g = 0 \div 15$ м/с; $p_1 = 0 \div 7$ кгс/см²; температура масла 80—150° С):

1 — вращающееся уплотнительное кольцо; *2* — неподвижное конtringкольцо

8.2. Недопустимые температуры

Материалы пар трения и конструкцию уплотнения необходимо выбирать так, чтобы в рабочем режиме температура в зазоре с достаточным запасом не доходила до критической температуры испарения смазывающей среды. При испарении пленки смазки следует ожидать возникновения зон сухого трения, повышенного выделения теплоты трения, износа и отказов из-за термических трещин, выделения металловключений, понижения износостойкости металлических пар и сгорания пластмасс. Возникающие при этом температуры могут превышать допустимые для уплотняющих материалов или вызывать деформации, превышающие допустимые для данной конструкции.

При внезапном возникновении тепловой нагрузки от термических напряжений могут появиться трещины, поломки и сколы колец. Вследствие недопустимого изменения температуры может произойти раскрытие горячих или холодных прессовых посадок, а кроме того, могут быть увеличены величины зазоров сверх допускаемых для радиальных уплотнительных элементов, которые при этом могут быть выдавлены под действием внутреннего давления p_1 . Как уже упоминалось, холодные и горячие прессовые посадки в неподвижном уплотнении подвержены особой опасности. Кроме того, может произойти блокирование уплотнения из-за различий в тепловом расширении при повышении или понижении температуры. Высокие температуры способствуют при известных обстоятельствах появлению отложений, снижающих работоспособность уплотнения.

Границы применимости торцовых уплотнений, их эксплуатационная надежность и долговечность существенно расширяются и увеличиваются, если применять следующее: охлаждение герметизируемого пространства; уплотнения двойного действия со специальными охлаждающе-запирающе-смазочными жидкостями; конструкции с насосным эффектом (см. раздел 9.7) и подключение теплообменников высокого давления. Кроме того, при выборе материалов пар трения необходимо принимать во внимание их работоспособность в аварийном режиме, отсутствие склонности к привариванию или приклеиванию, высокий коэффициент теплопроводности и достаточную трещиностойкость при воздействии термических напряжений. Иногда можно повысить температуру испарения смазывающей среды путем использования присадок. Например, торцовые уплотнения водяных насосов систем охлаждения автомобилей издавали свистящий шум при релаксационных колебаниях торцовых поверхностей, работавших частично в режиме сухого трения. Эти явления тотчас же исчезали при добавлении в охлаждающую воду нескольких капель эмульсионного масла или глицерина. Как правило, долговечность и эксплуатационная надежность торцовых уплотнений тем выше, чем холоднее уплотнение в рабочем режиме.

8.3. Опасность разрушения

Размеры деталей уплотнения следует задавать с достаточными запасами, особенно при использовании чувствительных к концентрации напряжений пресс-масс из синтетических смол и углей, графитов и окислов металлов. Применяя эти материалы, необхо-

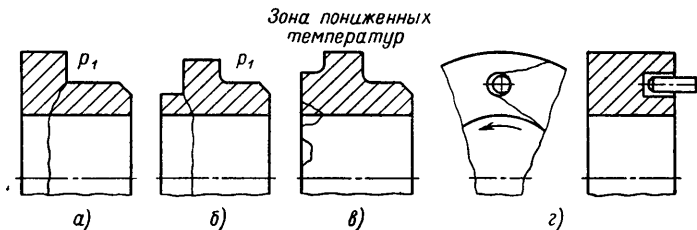


Рис. 142. Типичные линии излома угольных колец:

а, б — при наличии резкого перехода в сечениях; в — при тепловой перегрузке; г — при ударном воздействии с местной перегрузкой

димо при любых обстоятельствах избегать переходов сечений с острыми кромками, а также прямых силовых воздействий с высокими местными удельными нагрузками на поверхности, возникающими при запрессовке стопорных штифтов и т. п. На рис. 142 показаны некоторые типичные случаи излома угольных колец. Дополнительными источниками опасности могут быть также пульсирующие колебания и гидравлические удары.

8.4. Способы стопорения вращающихся и неподвижных уплотнительных колец

Проектировать систему передачи момента трения от уплотнения к валу и от контркольца к корпусу следует с особой тщательностью, поскольку нарушение ее работы приводит к отказу герметизирующего узла. Принципиально для передачи крутящего момента предпочтительнее использовать весь объем колец (прежде всего угольных и керамических), чтобы избежать возникновения больших местных давлений и деформаций. Обычно для этого применяют горячие и холодные прессовые посадки и резиноупругие кольца фасонного сечения.

Если крутящий момент должен передаваться только кольцами круглого сечения (рис. 143, а и б), то необходимо следить за выполнением неравенства $d_1 > d_m$, поскольку момент M_R , возникающий в паре трения, может легко превысить максимальный момент, передаваемый контркольцу кольцом круглого сечения, и последнее будет тереться об него или о корпус. Кроме того, нужно следить, чтобы внутренний диаметр кольца круглого сечения был меньше посадочного диаметра контркольца и чтобы при монтаже между ними не было смазки, уменьшающей коэффициент трения.

При использовании политетрафторэтиленовых колец необходимо дополнительное стопорение от проворачивания, поскольку коэффициенты трения сцепления и скольжения одинаково малы. Стопорение уплотнительных колец и контрколец можно осуществлять резьбовыми и обычными штифтами, клеем, пружинными кольцами (распорными и сжимающими) и торцами пружин. Пре-

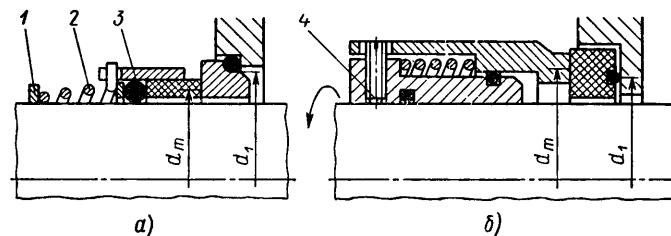


Рис. 143. Уплотнительное кольцо и контркольцо со стопорением от проворачивания, обеспечивающим передачу крутящего момента:

а — надежная конструкция, $d_1 > d_m$; б — ненадежная конструкция, $d_1 < d_m$; 1 — сжимающее пружинное кольцо; 2 — коническая распорная пружина; 3 — кольцо круглого сечения; 4 — резьбовой штифт

имущество уплотнений, конструкции которых показаны на рис. 19 и 143, а, состоит в том, что крутящий момент передается не только кольцами круглого сечения, но и коническими пружинами, прогрессирующая амортизация которых позволяет воспринимать высокие ударные нагрузки, возникающие при пуске. Такие уплотнения можно раскручивать до скорости 10 м/с при нагрузке $p_1 = 75 \text{ кгс/см}^2$ без каких-либо вредных последствий. К их недостатку следует отнести зависимость конструкции конических и распорных пружин от направления вращения, определяющего необходимость их правой или левой навивок.

8.5. Дополнительные предохранительные устройства

Исходя из решающего значения уплотнения для работы аппарата или установки необходимо по возможности дольше сохранить его способность обеспечивать герметичность.

После отказа торцового уплотнения его функцию может выполнять вспомогательный сальник (рис. 144), который в нормальных эксплуатационных условиях удерживает утечку или смазывающе-запирающую жидкость.

Установки, работающие без постоянного надзора, можно оборудовать резервными уплотнениями тандемной схемы (рис. 145) или торцовыми уплотнениями двойного действия. Дополни-

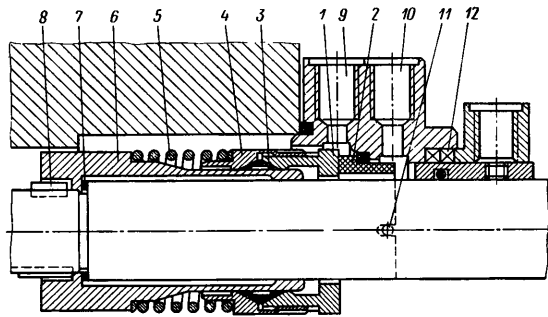


Рис. 144. Разгруженное торцовое уплотнение со вспомогательным сальником [6]:

1 — уплотнительное кольцо; 2 — конtringкольцо; 3 — политетрафторэтиленовый уплотнительный элемент; 4 — корпус уплотнения; 5 — распорная пружина с навивкой, зависящей от направления вращения; 6 — разгрузочная втулка; 7 — уплотнение разгрузочной втулки; 8 — шпонка, предохраняющая от проворачивания; 9 — уплотнение разгрузочного контура; 10 — штуцер для отбора утечек или подачи запирающей жидкости; 11 — стопорный штифт; 12 — вспомогательный сальник

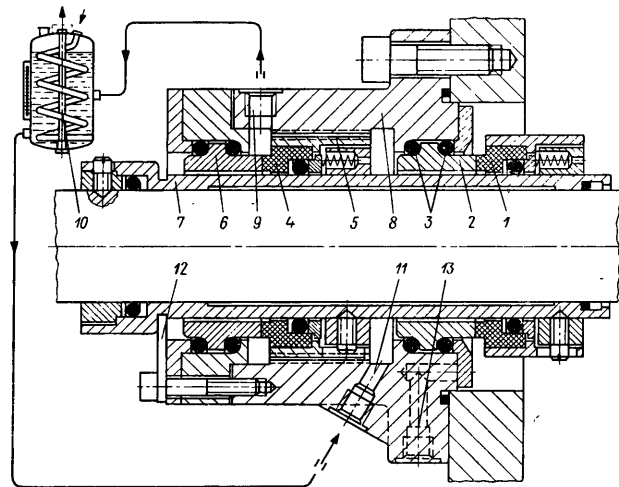


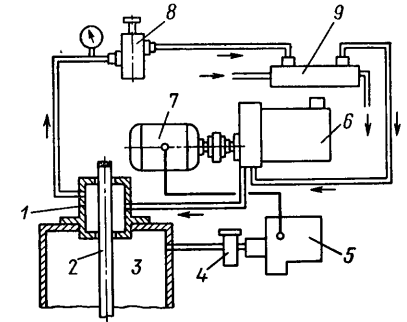
Рис. 145. Резервированное тандемное уплотнение монтажной готовности для вертикальных смесительных насосов нефтеперегонных аппаратов [2*]:

1 — основное уплотнение; 2 — конtringкольцо; 3 — опорные кольца рядного расположения; 4 — резервное уплотнение; 5 — насосное устройство; 6 — конtringкольцо; 7 — втулка вала; 8 — корпус уплотнения; 9 — выходной штуцер; 10 — емкость с холодильником; 11 — входной штуцер; 12 — монтажный калибр; 13 — вентиляционное отверстие

ные контуры циркуляции (рис. 146), в которые могут быть установлены насосы, теплообменники, регуляторы давления и сигнальные устройства, предназначены для подачи в уплотнения охлаждающих, промывочных, запирающих и смазывающих жидкостей [76, 219]. Измерять температуры и утечки можно дистанционными приборами, которые в большинстве случаев своевременно

Рис. 146. Схема контура циркуляции, обслуживающего торцовое уплотнение двойного действия высокого давления [76]:

1 — уплотнение двойного действия; 2 — вал мешалки; 3 — котел; 4 — промежуточный выключатель; 5 — автоматический манометрический выключатель; 6 — насос с гидроаккумулятором; 7 — электродвигатель; 8 — регулировочный клапан; 9 — теплообменник



предупредят об опасности отказа. Кроме того, с целью повышения долговечности уплотнения давление на входе в герметизируемое пространство дросселируют посредством лабиринтов, зазоров и труб; при этом часть жидкости может быть направлена обратно на сторону всасывания или к резервуару. С другой стороны, от напорных трубопроводов насосов также делают ответвления, чтобы жидкость возвращалась в герметизируемые полости, охлаждая и промывая их.

Данные о других способах дополнительного резервирования приведены в следующих разделах, в которых подробно рассмотрены специальные случаи их применения.

9. Специальные конструкции

В многочисленных литературных источниках, список которых приведен в конце книги, содержится большая дополнительная информация о торцовых уплотнениях, работающих при абсолютно специфических условиях. Следующие разделы книги посвящены рассмотрению некоторых особенно интересных и наиболее назревших в эксплуатации проблем герметизации, решаемых применением торцовых уплотнений специальных конструкций или с добавочной оснасткой, включающей теплообменники, магнитные и центробежные фильтры, а также принятием дополнительных мер, обеспечивающих охлаждение и принудительную промывку.

9.1. Уплотнения перемешивающих устройств

Как в странах Европы, так и в США, происходит все более широкое внедрение в технологическую практику торцовых уплотнений валов перемешивающих устройств. Это объясняется, с одной стороны, тем, что вибрации и прецессионные движения этих валов делают невозможной надежную герметизацию обычными сальниками, а с другой стороны, применение торцовых уплотнений вызвано все усложняющимися условиями эксплуатации и требованиями безопасности. Кроме того, в рамках прогрессирующей автоматизации дополнительным существенным фактором оказывается отсутствие потребности в обслуживании торцовых уплотнений и сокращение соответствующего персонала. К этому следует добавить, что большинство котлов перемешивающих аппаратов конструируют вертикальными, так что уплотнения, как правило, располагаются в газовой среде, труднее поддающейся герметизации. Для перемешивающих аппаратов, работающих в вакууме или при давлении $p_1 \leq 5 \text{ кгс/см}^2$, а также с низкими температурами и скоростями вращения, эксплуатационным потребностям часто удовлетворяет одинарное торцовое уплотнение.

На рис. 147 показана конструкция уплотнения наружной схемы с рубашкой охлаждения, предназначенного для гуммированного

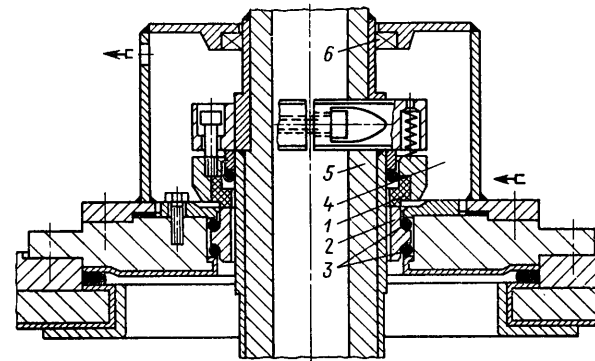


Рис. 147. Одинарное торцовое уплотнение наружной схемы с рубашкой охлаждения [2]:

1 — нагруженное торцовое уплотнение; 2 — двухопорное контрольное кольцо; 3 — опорные кольца рядного расположения; 4 — рубашка охлаждения; 5 — втулка вала; 6 — уплотнительное кольцо вала

внутри перемешивающего аппарата. Выходящие из котла в большинстве случаев газы с выбросами приготовляемой смеси соприкасаются только с деталями уплотнения, которые могут быть изготовлены из материалов, обладающих высокой химической стойкостью, например угля 1, керамики 2 и эластомеров 3. При высокой химической активности среды втулку вала 5 эмалируют, гуммируют или делают из хастеллоя. По условиям работоспособности и безопасности, особенно в вакууме, весьма неплохо оправдало себя рядное расположение опорных колец 3.

При такой упругой опоре контрольного кольца можно даже в случае длительной эксплуатации компенсировать прецизионные переме-

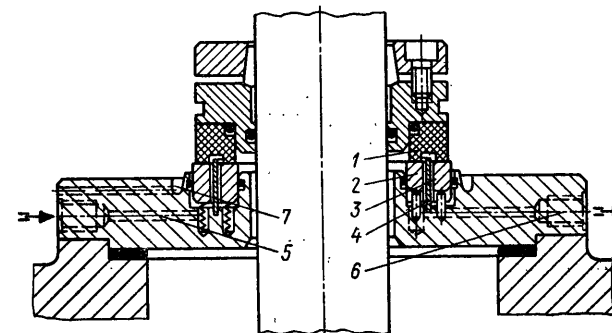


Рис. 148. Уплотнение двойного действия перемешивающего аппарата с концентричными кольцами трения [11*]:

1 — вращающееся угольное контрольное кольцо; 2 — внутреннее неподвижное уплотнительное кольцо; 3 — наружное неподвижное кольцо трения; 4 — тонкостенный направляющий стакан; 5 — канал входа запирающей жидкости; 6 — канал выхода запирающей жидкости; 7 — кольцевое углубление для сбора утечек

щения вала, превышающие около 1 мм, если скорость вращения невелика. Давление охлаждающей среды p_3 зависит от уплотнения вала с наружной стороны и поэтому не должно превышать 0,5—1 кгс/см².

При ограниченных размерах пространства между фланцем котла и опорным узлом и при внутреннем давлении до 10 кгс/см² можно применять весьма компактные в осевом направлении уплотнения с запирающей жидкостью (рис. 148). Вращающиеся детали уплотнения закреплены на валу, так же как и в уплотнении, показанном на рис. 147, с помощью легко разбирающегося зажимного приспособления.

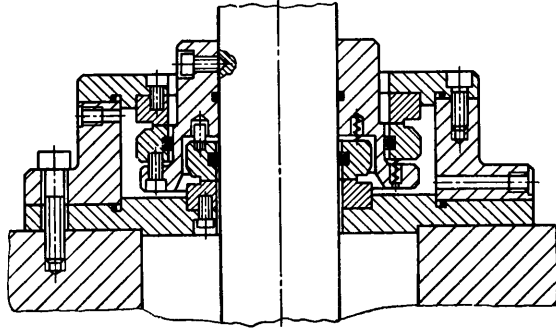


Рис. 149. Компактное уплотнение двойного действия перемешивающего аппарата [2*]

Конструкция уплотнения, показанная на рис. 149, также весьма компактна, и ее можно применять при повышенных давлениях; от конструкции, приведенной на рис. 148, она отличается более низкими утечками со стороны атмосферы ввиду их противонаправленности центробежным силам (см. раздел 4.9.1.2, п. 6).

Вследствие повышенных осевых нагрузок втулка надежно фиксируется винтом, устанавливаемым в засверловку вала.

Мак-Клеелэндом [196] опубликованы интересные сравнительные данные о затратах на производство и эксплуатацию сальниковых и торцовых уплотнений (табл. 25), полученные опытным путем американской фирмой «Доу кэммикел». При рассмотрении этих данных следует учесть, что внутреннее давление p_1 в котле первоначально было более низким при использовании сальников, чем в сопоставляемых с ними конструкциях торцовых уплотнений. Тем не менее, очевидно, что торцовые уплотнения гораздо предпочтительнее сальниковых ввиду меньших утечек запирающей жидкости и герметизируемой среды, меньшего обслуживания и более высокой эксплуатационной надежности.

В табл. 25 за единицу приняты затраты, рассчитанные для турбосмесителя с верхним приводом (5 л. с. при 68 об/мин) и стандартным сальниковым уплотнением; все детали, контакти-

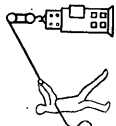

Таблица 25

Капитальные и эксплуатационные затраты на уплотнения перемешивающих устройств, по данным Мак-Клеелэнда [196]

	Сальниковое уплотнение				Торцовое уплотнение			
	низкого давления	среднего давления	высокого давления	нагруженное, одностороннее	нагруженное, двустороннее	разгруженное, двустороннее	разгруженное, одностороннее	
Внутреннее давление, кгс/см ²	2	14	145	5	17,5	175		
Загрязнение продукции (попадание смазки)	0	0	0	Незначительное				
Загрязнение окружающего воздуха (выход газообразных продуктов)	↑↑↑	↑↑	↑	↑				Незначительное

Сравнение затрат

Начальные затраты	0,90	1,00	1,35	1,40	1,60	2,50

Монтаж и наладка перед началом эксплуатации 	0,25	0,30	0,50	0,20	0,25	0,30
Профилактическое обслуживание (в течение 5 лет) 	4 раза в месяц 0,85	15 раз в месяц 3,00	30 раз в месяц 6,00	1 раз в месяц 0,70	2 раза в месяц 0,14	4 раза в месяц 0,28
Затраты на приобретение и монтаж запасных частей в течение 5 лет	0,50	0,35	0,75	0,17	0,25	0,62
Относительные суммарные затраты за 5 лет	2,50	4,65	8,60	1,84	2,24	3,70

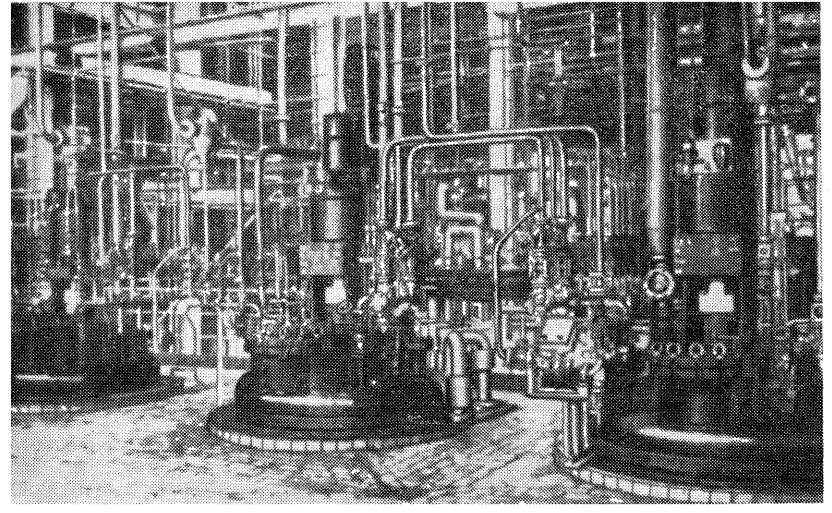


Рис. 150. Фрагмент общего вида смесительной колонны, установленной на предприятии одного из ведущих химических концернов ФРГ и оснащенной торцовым уплотнением двойного действия ($D_{\text{ш}} = 120 \text{ мм}$; $p_1 = 16 \text{ кгс/см}^2$; $t = 200^\circ \text{C}$; $n = 80 \text{ об/мин}$)

рующие с перерабатываемым продуктом, выполнены в нем из нержавеющей стали AISI 304. Все остальные затраты даны по отношению к этой исходной величине.

Если стоимость торцовых уплотнений превосходит стоимость сальников, то с учетом стоимости монтажа и пуска в эксплуатацию соотношение затрат уже изменится. Затраты на обслуживание, связанные с большими расходами на заработную плату, для сальников примерно в 20 раз больше. Несмотря на более высокую стоимость запасных частей к торцовым уплотнениям вследствие их большей стойкости, они оказываются дешевле сальниковых и по статье, учитывающей эти расходы в совокупности с трудозатратами.

При сравнении затрат за пять лет Мак-Клеллэнд приходит к выводу, что сальниковые конструкции уплотнений перемешивающих аппаратов примерно вдвое дороже торцовых. При этом следует учесть, что удешевлению торцовых уплотнений в существенной мере способствуют также сокращение обслуживающего персонала, меньшие утечки, повышенная эксплуатационная надежность и потому более короткие периоды простоя перемешивающих аппаратов.

К аналогичным выводам пришли и на предприятиях крупной химической промышленности европейских стран, где почти все новые установки оснащают торцовыми уплотнениями, а устаревшие перемешивающие аппараты реконструируют.

На рис. 150 показан перемешивающий аппарат с торцовым уплотнением двойного действия, совмещенным с подшипником; аналогичная конструкция приведена на рис. 151. В этих конструк-

циях теплота трения отводится путем охлаждения корпуса уплотнения водой, циркулирующей по так называемой рубашке, а давление устанавливается дифференциальным регулятором, обеспечивающим возможность подпитки вручную. Оба агрегата смонтированы на фонаре мешалки и хорошо видны на фотографиях.

На рис. 151 показано хорошо зарекомендовавшее себя торцовое уплотнение двойного действия, которое можно использовать в нагруженном варианте с гидродинамическими круговыми ка-

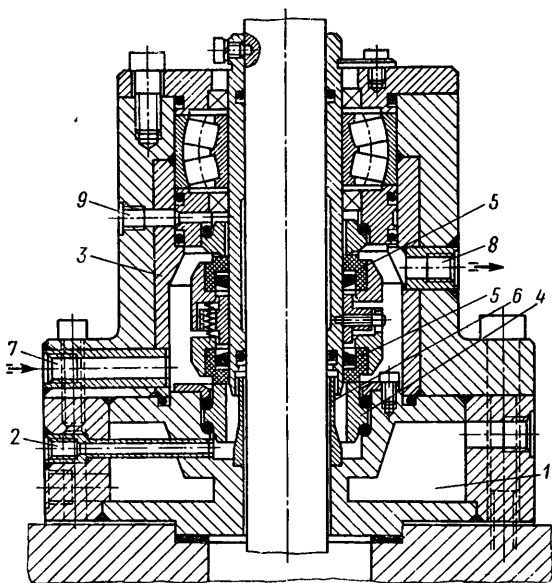


Рис. 151. Герметизирующий узел, готовый к монтажу на валу перемешивающего аппарата и состоящий из торцового уплотнения двойного действия, самоустанавливающегося роликового подшипника, размещенного в отдельной полости, фланцевой рубашки охлаждения и гидравлического затвора для продуктов полимеризации [2*]:

1 — фланцевая рубашка охлаждения; 2 — штуцер гидравлического затвора для продуктов полимеризации и для контроля утечек; 3 — коррозионно-стойкое непроницаемое покрытие; 4 — двухопорное уплотнение двойного действия; 5 — стакан для перехвата продуктов износа и сбора утечек; 6 — вход запирающей жидкости; 7 — выход запирающей жидкости; 8 — дренажное отверстие

навками при давлении $p_1 \leq 50$ кгс/см². Прецессии и вибрации вала перемешивающего аппарата хорошо компенсируются упругой опорой контролеца. Преимуществом независимого размещения подшипника в агрегате уплотнения двойного действия является возможность использования практически любой среды, гармонирующей с продукцией аппарата, в том числе и воды.

Обычно при размещении подшипника между двумя половинками уплотнения в качестве запирающей среды можно использовать только масло или глицерин. Легкосменное контролецо, расположенное со стороны готового продукта, имеет двойную упругую опору и предохранено от внутреннего давления p_1 , которое поддерживается в аппарате при падении напора запирающей жидкости p_3 . При использовании соответствующих растворителей и размягчителей гидравлический затвор 2,6 препятствует также отложению продуктов полимеризации во внутренних зонах уплотнения.

Сборно-перехватный стакан позволяет, кроме того, контролировать и легко отводить продукты износа и утечки. Особое преимущество подобных конструкций заключается в том, что после заводского контроля их поставляют как комплектные агрегаты, и они могут быть смонтированы неквалифицированными работниками. При наличии запасного комплекта простой перемешивающего аппарата вследствие ремонта такого уплотнения могут быть весьма кратковременными.

При высокой химической активности сред перемешивающие аппараты можно сконструировать так, что готовый продукт будет

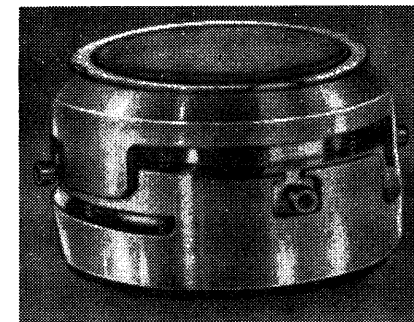


Рис. 152. Первое гидродинамическое уплотнение, отработавшее 31 000 ч в автоклаве с поливинилхлоридом [2*] ($D_{\text{ш}} = 100$ мм; нагруженный ($k = 1,1$) вариант; внутреннее давление в аппарате p_1 от вакуумного до 14 кгс/см²; $n = 180$ об/мин, $p_3 = 16$ кгс/см² = const; угль, прспитанный синтетической смесью/металл, $A \approx 0,003$ мкм/ч)

контактировать только с материалами, обладающими высокой химической стойкостью, например с керамикой, углем, тефлоном и хастеллоем.

В принципе давление запирающей жидкости p_3 в торцовом уплотнении двойного действия должно поддерживаться на уровне, превышающем внутреннее давление в аппарате p_1 примерно на 2 кгс/см².

На рис. 152 показано контролецо первого гидродинамического торцового уплотнения с круговыми канавками, проработавшего 31 000 ч в аппарате для перемешивания поливинилхлорида фирмы «Ваккер-хеми» в г. Бургхаузен (ФРГ). Охлаждение производилось по термосифонной системе, только за счет конвективной циркуляции деминерализованной воды (рис. 153).

Давление запирающей жидкости поддерживалось на постоянном уровне ($p_3 = 16$ кгс/см²), в том числе и при работе в вакууме. Износ угольного кольца проработавшего более четырех лет, измеренный после демонтажа, составил лишь около 0,1 мм, что соответствует средней интенсивности $A \approx 0,003$ мкм/ч. Значения утечек и износов при постоянном давлении запирающей жидкости обычно ниже ввиду меньших механических и температурных деформаций поверхностей трения.

При давлении p_1 до 25 кгс/см², низких температурах внутри аппаратов и малых частотах вращения в химической промышлен-

ности охотно используют термосифонные установки для охлаждения и поддержания давления запирающей среды. Ввиду повышенных потерь давления на трение в трубах вязкость запирающей среды не должна быть намного выше, чем у воды. Подобные установки весьма просты в обслуживании, а их эксплуатационная надежность очень высокая. Кроме того, термосифонная установка препятствует падению давления в аппарате при перерыве в энергообеспечении. При эксплуатации термосифонных установок следует учитывать ряд следующих положений.

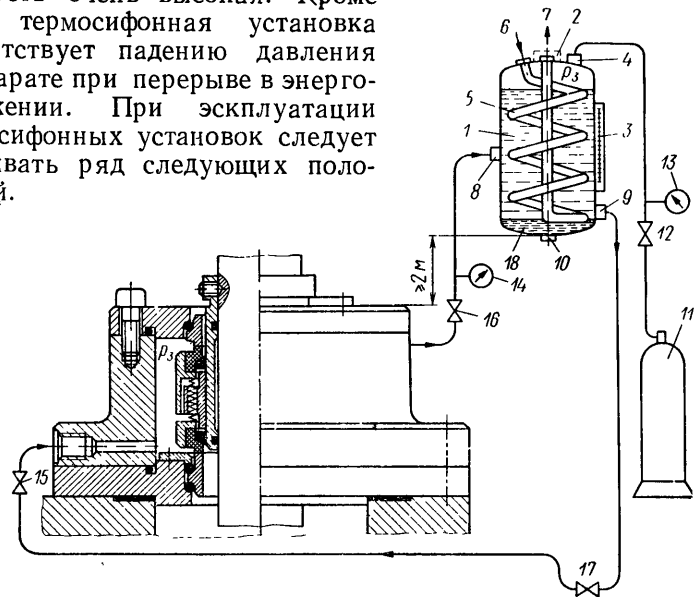


Рис. 153. Монтажная схема герметизирующего узла с запирающей жидкостью и термосифонным охлаждением [2*]:

1 — заправочная емкость; 2 — заливочный штуцер; 3 — смотровое стекло; 4 — штуцер для подачи газа под давлением; 5 — змеевик холодильника; 6 — вход охлаждающей воды; 7 — выход охлаждающей воды; 8 — вход запирающей жидкости; 9 — выход запирающей жидкости; 10 — резьбовая спускная пробка; 11 — баллон газовой подпитки; 12 — редукционный клапан; 13 — манометр; 14 — термометр; 15 — впускной клапан; 16 — выпускной клапан; 17 — грязеотстойник; 18 — шламоборник

Содержимое заправочной емкости должно составлять примерно 5—15 л. Для газовой продукции следует предусматривать 20% этого объема. Заправочную емкость необходимо располагать по возможности не менее, чем на 2 м выше выпускного штуцера уплотнения (см. рис. 153).

Сечения трубопроводов и штуцеров должны иметь достаточные размеры (диаметр в свету по возможности не менее 15 мм). Следует избегать малых радиусов изгиба трубопроводов и повышенных гидравлических сопротивлений. Кроме того, необходимо следить, чтобы в контуре циркуляции жидкости не образовывались газовые пробки, нарушающие работоспособность установки.

Для компенсации потерь давления или запирающей жидкости подобные установки можно оснащать работающими в автоматическом режиме агрегатами, такими как диафрагменные насосы, магнитные клапаны и т. д., или использовать термосифонные резервуары с ручной подпиткой (рис. 154).

В высоконагруженных уплотнениях перемешивающих аппаратов рекомендуется организовывать принудительную циркуляцию охлаждающей и запирающей жидкостей с помощью центробежных, шестеренчатых или плунжерных насосов.

Рис. 154. Охлаждаемый термосифонный резервуар с независимой заправочной емкостью и подпиточным насосом [2*]:

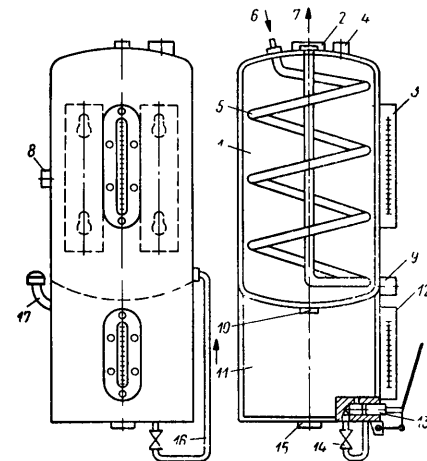


Рис. 154. Охлаждаемый термосифонный резервуар с независимой заправочной емкостью и подпиточным насосом [2*]:

1 — термосифонный резервуар; 2 — заливочный штуцер; 3 — смотровое стекло; 4 — штуцер для подачи газа под давлением; 5 — змеевик холодильника; 6 — вход охлаждающей воды; 7 — выход охлаждающей воды; 8 — вход запирающей жидкости; 9 — выход запирающей жидкости; 10 — резьбовая спускная пробка; 11 — заправочная емкость; 12 — нижнее смотровое стекло; 13 — ручной насос; 14 — обратный клапан; 15 — резьбовая спускная пробка; 16 — подпиточный трубопровод высокого давления; 17 — штуцер для заливки с воздушным фильтром

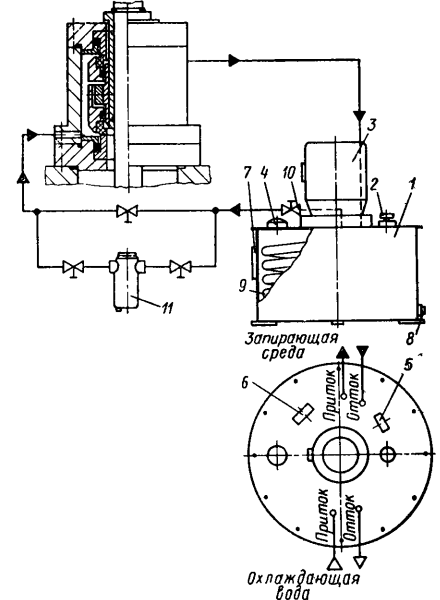


Рис. 155. Схема установки для поддержания давления запирающей жидкости и соответствующего оборудования [2*]:

1 — заправочная емкость; 2 — дроссельный клапан; 3 — взрывозащитный электродвигатель с насосом; 4 — штуцер для заливки; 5 — манометр; 6 — термометр; 7 — указатель уровня жидкости; 8 — резьбовая спускная пробка; 9 — змеевик холодильника; 10 — предохранительный клапан; 11 — магнитный фильтр высокого давления

На рис. 155 показана установка и соответствующее ей оборудование для поддержания давления запирающей жидкости с организацией принудительной циркуляции. Серийные конструкции, рассчитанные на давление $p_3 \leq 120$ кгс/см², изготовляют с внутренним охлаждением (заправочная емкость 60 л, расход жидкости в круге циркуляции 20 л/мин). Для улучшения теплоотвода и уменьшения потерь давления на трение в трубах вязкость масла, используемого в качестве запирающей среды, должна быть примерно равной 1,5—2° Е при 50° С.

Впечатление о размерах и массе уже выпускаемых уплотнений двойного действия перемешивающих аппаратов, можно получить из рис. 156. По массе такое уплотнение, монтируемое на валу диаметром 450 мм, соизмеримо с легковым автомобилем.

На рис. 157 показано специальное торцовое уплотнение, предназначенное для перемешивающих аппаратов с приводом со стороны днища.

Для соответствия уплотнения сложным эксплуатационным условиям осуществляют специальные конструктивные меры.



Рис. 156. Одно из крупнейших современных гидродинамических торцовых уплотнений для автоклава емкостью 120 м³ (масса 1280 кг) [2*]

Втулка вала *б* имеет со стороны готового продукта грибовидный козырек *з*, который вместе с фланцем уплотнения образует лабиринт. Он отбрасывает крупные частицы твердых тел и затрудняет попадание мелких в полость уплотнения. Этот эффект еще более усиливается при вращении конtringкольца *2*, утечке в направлении действия центробежной силы и в случае, когда элементам уплотнения, расположенным со стороны готового продукта, придать гидродинамические свойства. Охлаждение и смазка размещенной здесь пары трения затруднены и осуществляются встроенным насосным устройством *5*, причем возврат охлаждающей среды происходит через зазор между валом и его втулкой *б*.

На рис. 158 показано торцовое уплотнение в специальном исполнении, рассчитанное на работу в аппаратах с очень высоким внутренним давлением. Высокие контактные нагрузки в паре трения вызывают необходимость надежного крепления конtringкольца, способствующего также улучшению отвода теплоты. В качестве пары трения следует принимать твердый сплав/уголь.

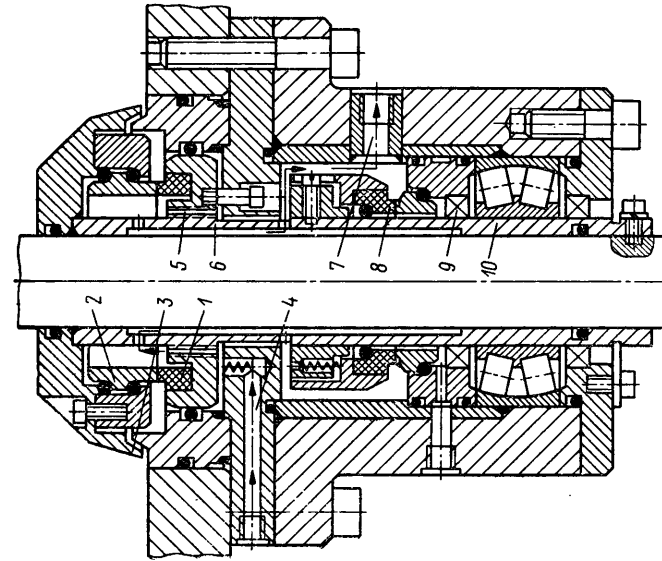


Рис. 157. Торцовое уплотнение двойного действия монтажной готовности, предназначенное для перемешивающих аппаратов с подпольным приводом [2*]:

1 — неподвижное уплотняющее кольцо трения; *2* — вращающееся конtringкольцо; *3* — лабиринтный экран; *4* — вход заправляющей жидкости; *5* — встроенное насосное устройство; *6* — втулка вала; *7* — выход заправляющей жидкости; *8* — вращающееся уплотнительное кольцо, размещенное со стороны действия атмосферы; *9* — уплотнительное кольцо вала; *10* — подшипник

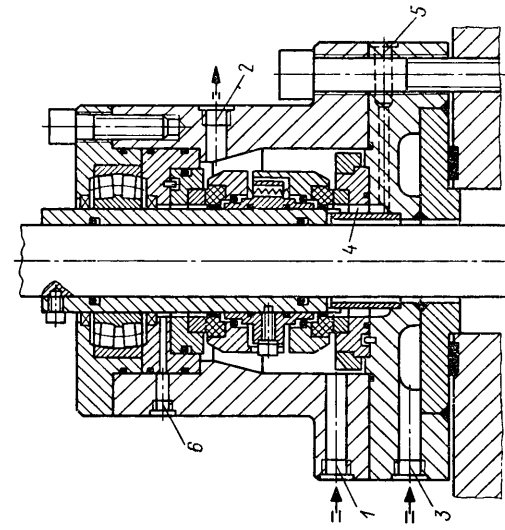


Рис. 158. Торцовое уплотнение сверхвысокого давления для полимеризационного автоклава, работающее при давлении $p_1 = 250$ кгс/см² и температуре $t = 225^\circ\text{C}$ [2*]:

1 — вход заправляющей жидкости; *2* — выход заправляющей жидкости; *3* — фланцевая рубашка охлаждения; *4* — стакан для перехвата и сбора утечек жидкости; *5* — конtringкольцо-выпускной канал; *6* — дренаж

9.2. Уплотнения для сверхвысоких давлений

Так как механические и термические деформации опасны для работоспособности и эксплуатационной надежности торцового уплотнения даже при работе в диапазоне средних и высоких давлений, то при их максимално возможных значениях вероятность отказа существенно возрастает.

Наиболее слабыми деталями являются углекерамические уплотнительные кольца, имеющие пониженные показатели прочности. В этом случае предпочтительнее использовать металлизированные угли, поскольку они выдерживают большие напряжения, имеют повышенный модуль упругости и более благоприятный

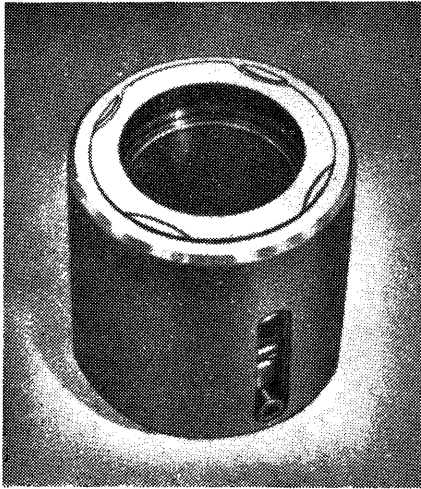


Рис. 159. Гидродинамическое торцовое уплотнение сверхвысокого (до 200 кгс/см²) давления [2*]

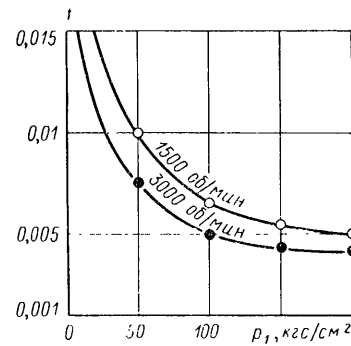


Рис. 160. Коэффициенты трения в гидродинамическом торцовом уплотнении сверхвысокого давления, показанном на рис. 159 ($D_W = 50$ мм; вода для питания котла; температура $t = 30 \div 60^\circ \text{C}$)

коэффициент теплопроводности. Это позволяет ограничить механические и термические деформации узкими пределами. При больших размерах колец следует иметь в виду, что их физико-механические свойства ухудшаются в процессе изготовления. С увеличением ширины контакта b возрастают также температурные деформации и износ. При гидростатической разгрузке торцового уплотнения увеличивается утечка и снижается эксплуатационная надежность торцового уплотнения вследствие опасности разобщения герметизирующих поверхностей.

Благодаря низким значениям коэффициента трения гидродинамические торцовые уплотнения особенно хорошо зарекомендовали себя при работе в области сверхвысоких давлений. Разумеется, при высоких удельных нагрузках к материалам пар трения предъявляют особые требования, в частности, в отношении работоспо-

собности в аварийном режиме. Предпочтительнее применение пары карбид вольфрама/металлизированный уголь, причем контактные поверхности должны быть отполированы и по возможности хорошо приработаны (см. раздел 5.3.8). Вследствие низких коэффициентов линейного расширения карбида вольфрама и угля температурные деформации также остаются небольшими.

На рис. 159 показано гидродинамическое уплотнение сверхвысокого ($p_1 = 200$ кгс/см²) давления, а на рис. 160 приведен график изменения коэффициента трения в этом уплотнении при герметизации воды и скоростях скольжения 5—10 м/с. Конструкция контрольного кольца в этом уплотнении аналогична показанной на рис. 39, а. Так как опора контрольного кольца является надежной, то осевая нагрузка от давления жидкости распределяется по большей площади, что одновременно улучшает условия отвода теплоты. Одноступенчатыми уплотнениями до настоящего времени удерживали давления до 250 кгс/см² (см. рис. 158).

Твердость колец круглого сечения и ширину зазора при работе в диапазоне сверхвысоких давлений необходимо выбирать с учетом значений, приведенных на рис. 26. Чтобы не допускать излишнего сужения уплотнительного зазора, рекомендуется применять кольца круглого сечения из материалов, имеющих твердость 80° по Шору, и предохранять их от выдавливания специальными опорными кольцами. При выборе ширины зазора необходимо иметь в виду изменения линейных размеров в рабочем режиме под действием механических и тепловых факторов. С увеличением давления уплотняемой среды необходимо повышать степень ее чистоты, уменьшать биение вала и улучшать охлаждение.

9.3. Высокоскоростные уплотнения

Для таких высокоскоростных машин как насосы, компрессоры и турбины, необходимы специальные уплотнения. При скоростях скольжения v_g до 25 м/с в торцовых уплотнениях можно применять распорные пружины, монтируемые с возможностью вращения [169], а при скоростях до 35 м/с — те же пружины с направляющими. Вследствие влияния центробежных сил и обусловленных этим нарушений работоспособности при более высоких скоростях пружины должны быть неподвижными. При высоких частотах вращения следует придерживаться принципа поддержания на минимально возможном уровне вибраций и дисбаланса вращающихся масс. На рис. 161 показано неподвижное торцовое уплотнение компрессора с плавающим промежуточным кольцом. Вал компрессора вращается с частотой $n = 11\,200$ об/мин.

Зазор между валом и промежуточным кольцом 2 составляет около 1 мм. Однако ожидаемое снижение частоты вращения в результате применения плавающих промежуточных колец (согласно

данным Элонки [76] кольцо уменьшило бы скорость скольжения наполовину), не реализуется. Да и теоретически это возможно лишь при равенстве коэффициентов трения сцепления и скольжения (практически первый в большинстве случаев больше второго).

Стробоскопическими исследованиями это однозначно подтверждено и для случая применения нескольких промежуточных колец. Преимущество их заключается, однако, в улучшении отвода теплоты. Если, например, поверхности, образующие уплотнительный зазор № 1, нагреваются при вращении (кольцо 2 принимаем неподвижным) до такой степени, что трение между ними становится большим, чем сцепление в неподвижном зазоре № 2, то начинает также вращаться промежуточное кольцо 2, тогда как в зазоре № 1

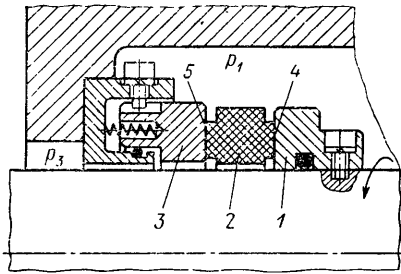


Рис. 161. Торцовое уплотнение с плавающим промежуточным кольцом ($D_{\text{ш}} = 90$ мм; $b = 3,5$ мм; $v_g = 62$ м/с):

1 — вращающееся конtringкольцо; 2 — плавающее промежуточное угольное кольцо; 3 — неподвижное уплотнительное кольцо; 4 — уплотнительный зазор № 1; 5 — уплотнительный зазор № 2

скольжение прекращается. Такого рода периодические изменения способствуют надежной работе уплотнения при высокой температуре, однако, утечки при этом возрастают.

На рис. 162 показано неподвижно закрепленное уплотнение высокоскоростного вала, которое также отличается весьма малой шириной контакта. Давление смазывающе-охлаждающе-запирающего масла p_3 на 2—3,5 кгс/см² превышает давление газа $p_1 = 70$ кгс/см². В отличие от показанных на рис. 161 и 162 одинарных торцовых уплотнений на рис. 163 приведено гидродинамическое уплотнение двойного действия, работающее при высоких скоростях.

Несмотря на высокую концентричность и неплоскостность вращающихся конtringколец 2, их целесообразно изготовлять из легко изнашивающегося материала, в данном случае угля, поскольку приработка уплотнений при этом происходит быстрее. При использовании в качестве запирающих жидкостей масел необходимо, чтобы они имели минимально возможные показатели вязкости, растворимости газов и склонности к коксованию. При высокой рабочей температуре уплотнительных колец запирающая среда должна испаряться полностью без остатка.

Часто бывает невозможно обойтись без синтетических сред, например полигликоля. Циркуляционные расходы охлаждающей среды в высокоскоростных уплотнениях весьма велики — около

50—100 л/мин. При этом следует учесть, что потери, связанные с турбулентностью в вихрях Тэйлора, гораздо больше, чем при трении торцовых поверхностей. Высота зазора в пространстве для завихрения 6 должна составлять величину $S_1 \approx 7,5 \div 10$ мм.

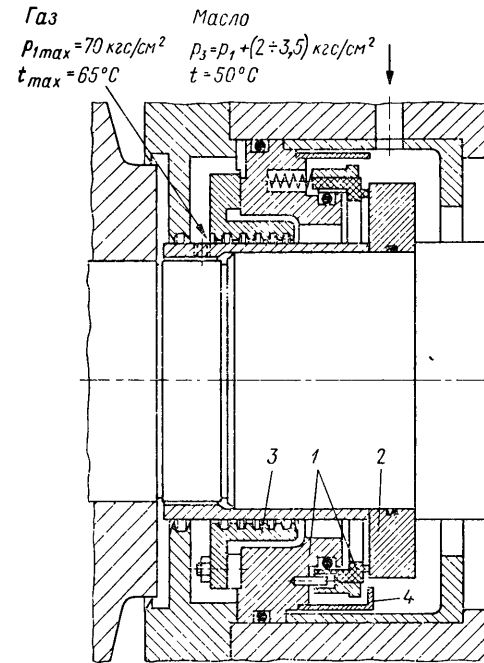


Рис. 162. Уплотнение высокоскоростного вала [310] ($D_{\text{ш}} = 140$ мм; $d_m = 200$ мм; $n = 6500$ об/мин; $v_g = 68$ м/с):

1 — неподвижное торцовое уплотнение; 2 — вращающееся конtringкольцо; 3 — маслосгонная резьба; 4 — монтажный фиксатор

С отклонением от этих значений в обе стороны обычно увеличиваются потери на барботаж.

В уплотнении, показанном на рис. 163, при использовании масла с вязкостью 3—4° С при 50° С потери мощности на барботаж M_F составили около 20 л. с. При высоких скоростях скольжения следует ожидать дополнительного пенообразования и растворения газа в масле. Вследствие большой разницы в плотностях жидкости и газа его пузырьки окружают уплотнение, вызывая его перегрев и сухое трение. При пуске в эксплуатацию необходимо позаботиться о хорошей вентиляции. Направляющие пластины 5

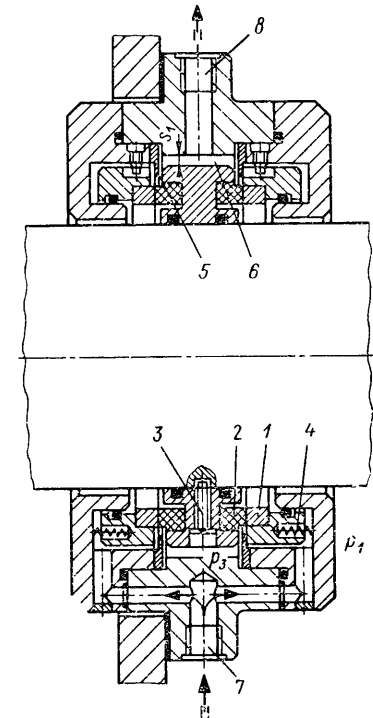


Рис. 163. Высокоскоростное уплотнение двойного действия [2*] ($D_{\text{ш}} = 90$ мм; $p_3 = 25$ кгс/см²; $v_g = 85$ м/с):

1 — неподвижное торцовое уплотнение; 2 — вращающееся конtringкольцо; 3 — стонор, предохраняющий от проворачивания; 4 — комплект пружин; 5 — направляющая пластина; 6 — пространство для завихрения; 7 — вход запирающей жидкости; 8 — выход запирающей жидкости

увеличивают скорость и делают более благоприятным направление потока запирающей среды; это позволяет вымывать более нагретые и, возможно, насыщенные газом кольцевые объемы. В критических зонах скорость потока должна быть увеличена до 10 м/с.

Наряду с обеспечением достаточной механической прочности необходимо уделять внимание, в частности, и тепловым характеристикам материалов с точки зрения оптимальных условий отвода теплоты. Проблемы выбора материалов при очень высоких скоростях скольжения рассмотрены Глэзером и Алленом [93], а также Ташенбергом и его коллегами [279]. Основную опасность для торцовых уплотнений, работающих с высокой частотой вращения, представляет превышение допустимых рабочих температур, при котором происходит возникновение деформации и трещин, а также образуются отложения в виде нагара и продуктов крекинга. С увеличением скорости скольжения утечки резко возрастают (см. рис. 68).

9.4. Высокотемпературные уплотнения

С увеличением рабочей температуры износ и коррозия торцовых уплотнений усиливаются, а эксплуатационная надежность снижается. Поэтому нужно по возможности хорошо охлаждать



Рис. 164. Гидродинамическое торцовое уплотнение двойного действия с встроенным двухпоточным насосным устройством, предназначенное для центрифуги со сплошным барабаном [2*] ($D_w = 225$ мм; $v_g = 25$ м/с)

торцовые уплотнения и, в частности, поддерживать температуру в уплотнительном зазоре ниже критической температуры испарения среды, чтобы избежать возникновения режима сухого трения.

На рис. 164 показано торцовое уплотнение двойного действия, в котором вращается только контркольцо, сконструированное так, что оно одновременно является и рабочим колесом двухпоточного насоса. Уплотнение работает в центрифуге со сплошным

барабаном, удаляющем твердые частицы из гексана с температурой 100° С. Во избежание испарения в уплотнительном зазоре чистый гексан насосным агрегатом подается в теплообменник; таким образом, уплотнение охлаждается гексаном, остывшим до 30—40° С. При высоких рабочих температурах рекомендуется как можно интенсивнее охлаждать герметизируемую среду торцового уплотнения. Это можно осуществить, вмонтировав в уплотнение насосное устройство с теплообменником, применив рубашку охлаждения или охлаждающий впрыск (см. раздел 9.7 и 9.8).

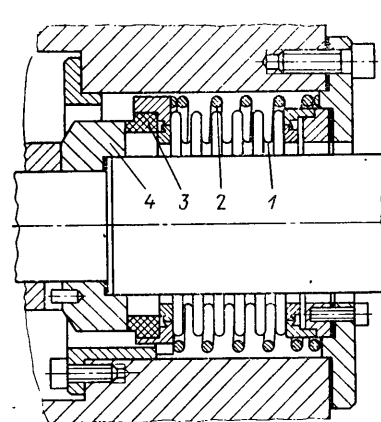


Рис. 165. Торцовое уплотнение с канто-сварным металлическим сильфоном:

1 — металлический сильфон; 2 — распорная пружина; 3 — уплотнительное кольцо, установленное прессовой посадкой; 4 — контркольцо

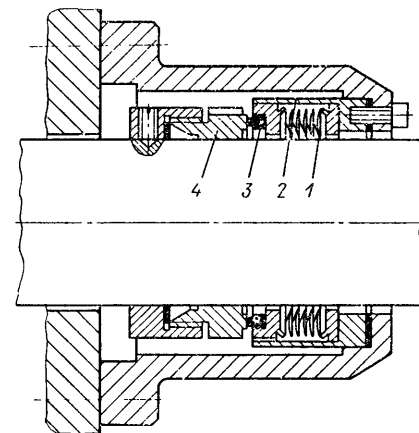


Рис. 166. Неподвижное уплотнение с пластинчатым сильфоном [2*]:

1 — пластинчатый сильфон; 2 — направляющая и предохраняющая от проворачивания втулка; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — контркольцо

Так как эластомерные материалы обычно являются наиболее слабыми (в отношении тепловых нагрузок) элементами торцовых уплотнений, то температуру в герметизирующем узле необходимо поддерживать на возможно более низком уровне даже при остановке аппарата. Уже указывалось на опасность блокировки из-за отложений при высоких температурах. Если рабочая температура в зоне уплотнения часто превышает максимально допустимую при длительной эксплуатации политетрафторэтилена (около 250° С), то в этом случае применяют металлические сильфоны.

На рис. 165 показано уплотнение с сильфоном из высококачественной стали. Сильфон после сворачивания сварен по продольному шву. Ввиду опасности усталостного излома металлические сильфоны следует проектировать по возможности неподвижными, разгружая их от напряжений кручения путем стопорения (рис. 165). Угольные контактные кольца монтируют обычно на прессовой посадке. Подобные уплотнения с сильфонами, имеющими одинар-

ные стенки, могут работать в зависимости от размеров и эксплуатационных условий при давлении до 10 кгс/см² и температуре 400—500° С.

В настоящее время все более широко применяют металлические сильфоны со сварными пластинами (рис. 166). Эти сильфоны имеют меньшие осевые монтажные размеры, работают при более высоких сжимающих нагрузках и обладают лучшими амортизационными свойствами. Более подробно эти сильфонные конструкции описаны в других работах [316, 323, 324]. При использовании инконеля и особенно стойких к окислению углей рабочая температура может достигать 650° С. Поскольку углеродистые материалы характеризуются очень низкими коэффициентами линейного расширения (см. табл. 13), то при использовании прессовых посадок необходимо выбирать конструкционные материалы также с минимальными значениями этих коэффициентов, например, железоникелевый сплав с содержанием никеля 42%.

9.5. Низкотемпературные уплотнения

Вследствие охрупчивания многих материалов в диапазоне низких температур выбирать их необходимо особенно тщательно. Эластомеры могут нормально работать только до температуры —50° С. Поэтому при низкой температуре также часто применяют торцовые уплотнения с металлическими сильфонами. В качестве конструкционных материалов, работающих при температуре до —200° С, используют легированные (хромомолибденовые, хромоникельмолибденовые, никелесодержащие, хромоникелевые) стали, например сплавы марок 6900 и 6903. Болты для работы при низкой температуре необходимо изготавливать хотя бы из вязкого сплава марки 4541. Разумеется, необходимо принимать во внимание

и поведение уплотняемой среды при низких температурах, т. е. в основном сжиженных газов. Более подробные сведения о параметрах газа содержатся в табл. 26. На рис. 167 показано торцовое уплотнение для работы в среде сжиженного газа.

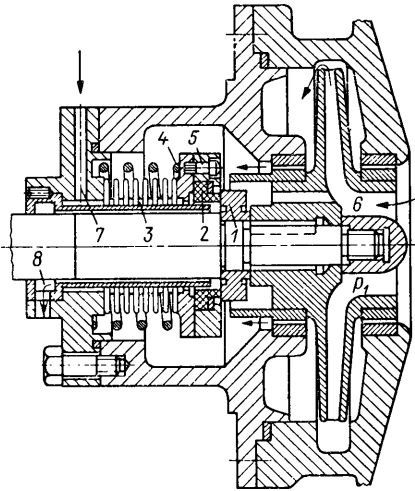


Рис. 167. Торцовое уплотнение для сжиженных газов с использованием инертного запирающего газа [1*]:

1 — вращающееся кольцо; 2 — неподвижное уплотнительное кольцо; 3 — металлический сильфон; 4 — нажимная пружина; 5 — зажимное устройство с тарельчатой пружиной; 6 — насосная система для подачи сжиженного газа; 7 — вход запирающего (сухого) газа; 8 — выход запирающего газа

Физические параметры газов по данным Скотта [259] и Сквирра [268]

Газ	A	CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂	He	Воздух
Точка кипения T _S при давлении 1 кгс/см ² , °С	—185,9	—78,5 *	—195,8	—183	—252,8	—268,9	—194,0
Точка заморзания T _G , °С	—189	—	—210	—218	—259	—	—
Плотность газа γ при давлении 1 кгс/см ² и температуре 0° С, кгс/м ³	1,78	1,98	1,26	1,43	0,09	0,178	1,293
Плотность жидкости γ при температуре T _S , г/см ³	1,374	—	0,807	1,15	0,071	0,126	0,875
Вязкость газа η при температуре 20° С, сП	0,0223	0,0148	0,0176	0,0203	0,00888	0,0195	0,0185
Вязкость жидкости η при температуре T _S , сП	0,252	—	0,158	0,19	0,013	0,0047	0,16

* Сублимирует.

Ввиду больших перепадов температур в рассматриваемых установках при пуске их в эксплуатацию необходимо, выбирая соответствующие материалы, поддерживать температурные деформации на низком уровне. Кроме того, необходимо воспрепятствовать доступу атмосферного воздуха к уплотнению, чтобы оно не было заблокировано в результате образования льда.

Износостойкость материалов уплотнительных колец при низкой температуре может измениться полностью. Если, например, весьма прочная на истирание пара металл/уголь в режиме абсолютно сухого трения ($v_g = 10$ м/с, $p_g = 1,5$ кгс/см²) при комнатной температуре проработала свыше 4000 ч, то при уплотнении жидкого кислорода она вышла из строя уже спустя несколько часов по причине износа. Еще до недавнего времени долговечность торцовых уплотнений, герметизирующих жидкий кислород при давлении $p_1 = 30$ кгс/см² и скорости $v_g = 13,7$ м/с, составляла 300—500 ч, то в настоящее время с применением улучшенных материалов пары трения она выросла более чем в 10 раз. На нефтеперегонных заводах при перекачке сжиженных газов (пентана, бутана, этилена и т. д.) предпочтение отдают торцовым уплотнениям двойного действия. В качестве запирающих сред при этом используют, в частности, одно- и многоатомные спирты (метилловый, этиловый, этиленгликоль и глицерин), причем пропиловый спирт, например, можно применять при температуре до -120° С.

9.6. Торцовые уплотнения для абразивных сред

Как уже отмечалось в разделе 5.3.7, абразивные инородные частицы, находящиеся в уплотняемой среде, весьма существенно снижают долговечность торцового уплотнения. Даже при использовании в паре трения материалов с высокой износостойкостью следует по возможности не допускать попадания абразивных частиц в уплотнительный зазор. Увеличенный износ и опасность блокировки из-за отложений могут возникать также при перекачке волокнистых продуктов и растворов, например растворов солей и сахара, воды с высокой карбонатной жесткостью и концентрированных щелочей, а также и сред, которые при высокой температуре склонны к крекингу с соответствующими отложениями или к полимеризации.

Соответствующим выбором материалов пар трения и конструкций, а также дополнительными мерами можно обеспечить высокую стойкость уплотнений и при работе с абразивными средами.

9.6.1. Торцовые уплотнения для сред, содержащих песок и твердые частицы

При некоторых обстоятельствах сложности могут возникнуть даже в относительно простых условиях, например, при работе уплотнений насосов плавательных бассейнов с сильно загрязненной, содержащей известь или фильтруемой через кизельгур водой.

В конструкции, показанной на рис. 168, коническая нажимная пружина вследствие насосного эффекта препятствует отложению твердых частиц в полости уплотнения, а циркуляция по направлению к нагретой поверхности трения позволяет одновременно удерживать температуру на низком уровне.

Удлинив ступицу ротора, можно отказаться от коррозионно-стойкого исполнения вала двигателя. В рассматриваемом случае наряду с высокой износостойкостью контактная пара должна быть работоспособной при аварийном режиме, поскольку необходимо считаться с возможностью сухого трения в специфических условиях эксплуатации, например при засасывании грязи со дна.

Особые требования следует предъявлять к уплотнениям, работающим, например, в насосах, погруженных в сильно загрязненные строительные котлованы. Ввиду высокой степени загрязнения перекачиваемых сред (доля твердых частиц может превышать 50%) первичное уплотнение необходимо конструировать с расчетом на высокую износостойкость (рис. 169). В этом случае используют, в частности, пару трения карбид вольфрама/карбид вольфрама. При понижении уровня перекачиваемой среды в первичном уплотнении с твердосплавными накладками может возникнуть опасность растрескивания от тепловых напряжений сухое трение, при котором коэффициент f достигает значений, превышающих 0,3. Поэтому в насосах предусматривают масляный резервуар, обеспечивающей охлаждение и достаточную смазку первичного уплотнения с подачей ее по направлению действия центробежных сил.

От попадания масла двигатель защищается вторичным уплотнением, работоспособным в аварийном режиме, в течение длительного времени эксплуатации и при понижении уровня смазки. Из-за повышенных температур, возникающих при этом в первичных уплотнениях, предпочтительнее использовать кольца круглого сечения из фторсодержащих эластомеров типа витона. Выбрав соответствующую конструкцию ступицы ротора (см. рис. 169), можно избежать опасности блокировки при попадании в полость уплотнения проволоки или каната.

В отличие от торцовых уплотнений (см. рис. 169) уплотнение, выполненное по тандемной схеме (рис. 170), требует определенного направления вращения.

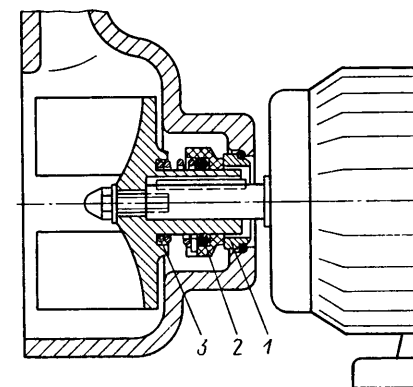


Рис. 168. Торцовое уплотнение насоса, предназначенного для плавательного бассейна [2*]:

1 — антрацитное уплотнительное кольцо; 2 — износостойкое контрольное кольцо; 3 — коническая нажимная пружина

При увеличенных диаметрах вала и скоростях скольжения необходимо предусматривать зону циркуляции и охлаждения 4 достаточных размеров, поскольку при сухом трении в насосе отвод теплоты от уплотнительных с твердосплавными накладками колец, расположенных со стороны перекачиваемого продукта, уже недостаточен.

Загрязненные среды в случае, если они находятся под высоким давлением, могут обуславливать лункообразные размывы поверхностей трения.

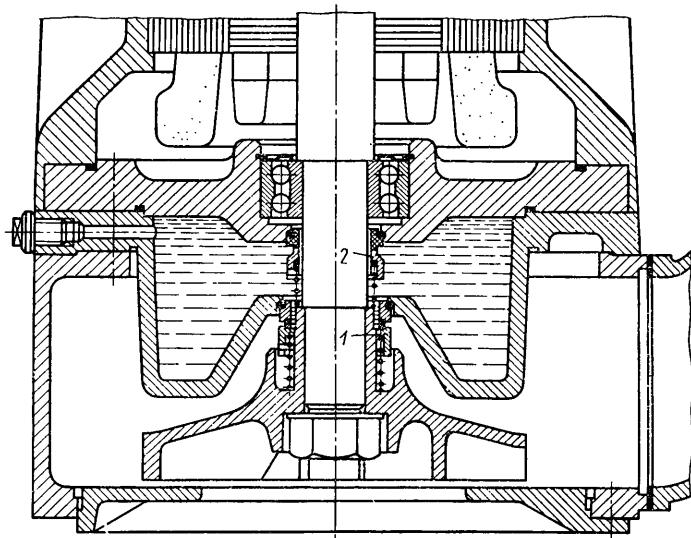


Рис. 169. Погружной насос с торцовыми уплотнениями, размещенными по тандемной схеме [2*]:

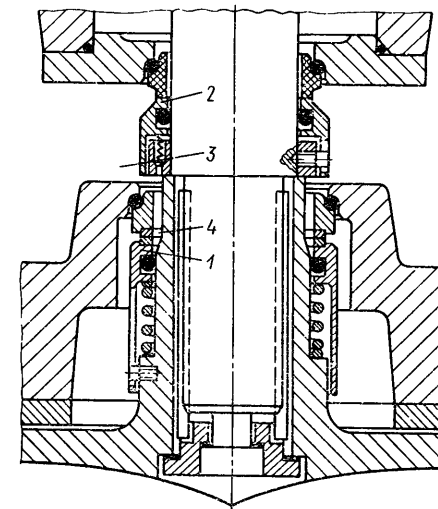
1 — первичное уплотнение с двусторонними твердосплавными накладками; 2 — вторичное уплотнение, работоспособное в аварийном режиме

Неподвижное угольное контркольцо с подобными лункообразными размывами показано на рис. 171. Этот эрозионный износ был результатом внезапного прорыва воды в шахту, содержащей увеличенное количество твердых частиц. Угол входа твердых частиц хорошо виден на рис. 171. По данным Коха [148], абразивные частицы могут откладываться также в зазоре между валом и контркольцом, приводя к сильному износу этих деталей.

На рис. 172 хорошо видны эрозионные раковины в конструкционном материале контркольца, проработавшего 6600 ч. В подобных случаях лучше всего работают гидродинамические торцевые уплотнения двойного действия, размещенные со стороны перекачиваемого продукта. Подпитка чистой промывочной средой позволяет полностью исключить блокировку и эрозию даже при

Рис. 170. Торцовое уплотнение для строительного котлована, смонтированного по тандемной схеме и зависящее от направления вращения в насосе [2*]:

1 — первичное уплотнение; 2 — вторичное уплотнение; 3 — полость, заполненная маслом; 4 — зона охлаждения и циркуляции



критических условиях эксплуатации (см. рис. 179 и 185). В связи с этим следует отметить проблему уплотнения катков и приводных звездочек гусеничных машин, работающих в сложных условиях.

На рис. 173 показано компактное и весьма надежное уплотнение катка, в котором уплотнительное кольцо 2, монтируемое напрессовкой с диаметральным натягом 15—20%, одновременно является амортизирующим и обеспечивает прижатие поверхностей с удельной

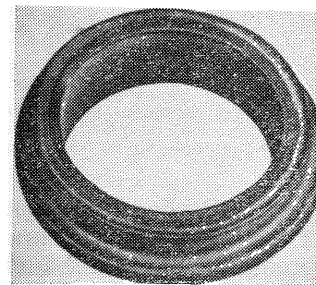


Рис. 171. Угольное уплотнительное кольцо шахтного насоса с эрозионными углублениями

нагрузкой $p_f \approx 3 \text{ кгс/см}^2$.

Пара трения должна быть по возможности коррозионно-стойкой, поскольку иначе из-за образования ржавчины, например во время простоев, возможно увеличение износа и утечек. При больших размерах колец 2 круглого сечения (см. рис. 173) затрудняется отвод теплоты трения от торцовых поверхностей, поэтому такие

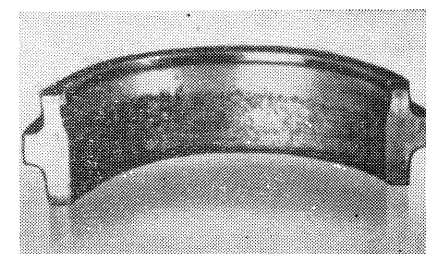


Рис. 172. Контркольцо торцового уплотнения двойного действия с напаянным уплотнительным кольцом из карбида металла, расположенное со стороны перекачиваемого продукта [148] ($D_w = 45 \text{ мм}$; $n = 2900 \text{ об/мин}$; вода с примесью 35% песка; $p_1 = 6,4 \text{ кгс/см}^2$; длительность эксплуатации 6600 ч)

уплотнения следует применять при скоростях $v_g \leq 5$ м/с с консистентной и $v_g \leq 10$ м/с с жидкой смазкой.

Конструкция, приведенная на рис. 174, характеризуется лучшей парой трения и лучшими условиями отвода теплоты, поэтому при использовании фторсодержащих эластомеров ее можно эксплу-

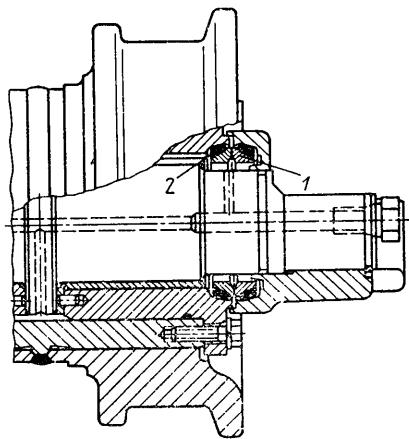


Рис. 173. Уплотнение катка гусеничной машины:

1 — стальные уплотнительные кольца; 2 — резиноупругие амортизирующие уплотнительные кольца

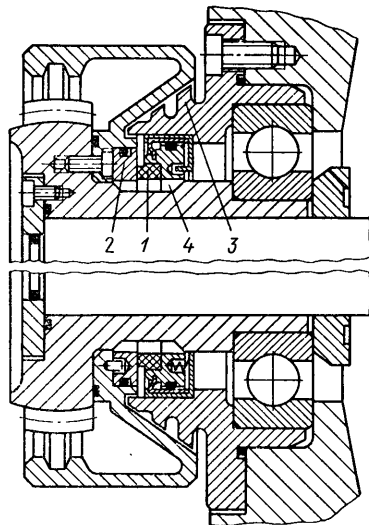


Рис. 174. Торцовое уплотнение в бортовой передаче автомобиля — амфибии [2*]:

1 — неподвижное уплотнительное кольцо, 2 — вращающееся контрольное кольцо; 3 — входное лабиринтное уплотнение; 4 — полость охлаждения и циркуляции

атировать при скорости скольжения до 20 м/с. В обоих случаях (рис. 173 и 174) консистентная или жидкая смазка, в которой присадкой графита определяется работоспособность в аварийном режиме, попадает под действием центробежных сил в уплотнительный зазор и, с одной стороны, смазывает поверхности трения, а с другой стороны, препятствует проникновению туда воды и грязи.

9.6.2. Торцовые уплотнения для сред, содержащих соли и кристаллы

Герметизация торцовыми уплотнениями растворов солей и кристаллических веществ всегда является проблемой, поскольку при этом приходится считаться, с одной стороны, с большим износом или блокировкой как результатом отложений, а с другой стороны, с явлениями коррозии. Согласно данным Коха [148],

используя материалы пар трения высокой износостойкости, можно обеспечить надежную работу торцовых уплотнений в течение длительного времени даже в критических, насыщенных натрием и калием растворах, а также в маточных щелочах с кристаллами хлористого калия и твердыми частицами (содержанием 35%). Если промывка другой какой-то средой невозможна, то в определенных условиях необходимо обеспечивать достаточную циркуляцию

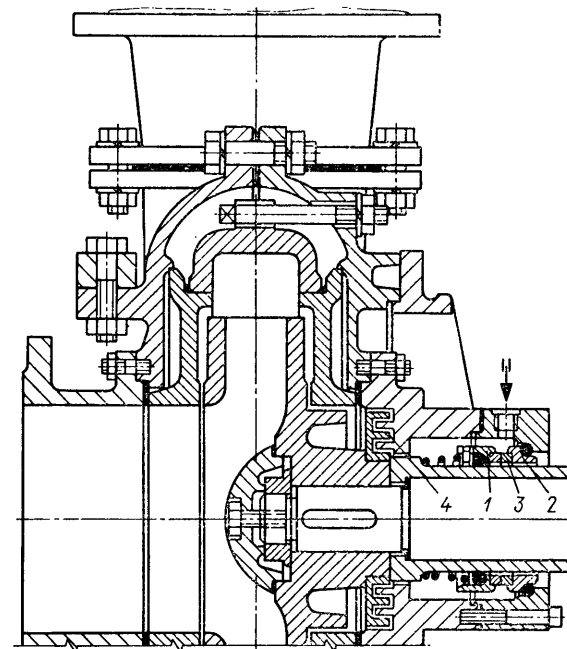


Рис. 175. Износостойкое торцовое уплотнение одностороннего действия с промывкой инородной средой, предназначенное для насоса с защитным покрытием, перекачивающего соляные растворы с высоким содержанием твердых частиц [2*]:

1 — вращающееся уплотнительное кольцо; 2 — неподвижное контрольное кольцо; 3 — штуцер для подачи промывочной среды; 4 — входной лабиринт

и охлаждение в полости сальника, используя для этого соответствующие разгрузочные отверстия в роторе насоса. Лучше, если можно работать с промывкой инородной средой (рис. 175).

Твердосплавные уплотнительные кольца запрессовывают в опорные кольца, однако материал для них должен быть выбран таким, чтобы не было электролитической коррозии (рис. 176). Весьма стойким к действию соляных растворов оказался в этом случае сплав марки 4582 (25% хрома, 7% никеля, 1,5% молибдена).

Кобальтовая связка колец из карбида вольфрама подвергается сильной коррозии в морской воде, растворяющей медь в металле деталей насосов и приборов. Если вместо кобальтовой связки использован никель, то подобных явлений не происходит. Оксидно-керамические уплотнительные кольца, например, изготовленные из окиси алюминия Al_2O_3 высокой степени очистки, имеют исключительную химическую стойкость и очень высокую износостой-

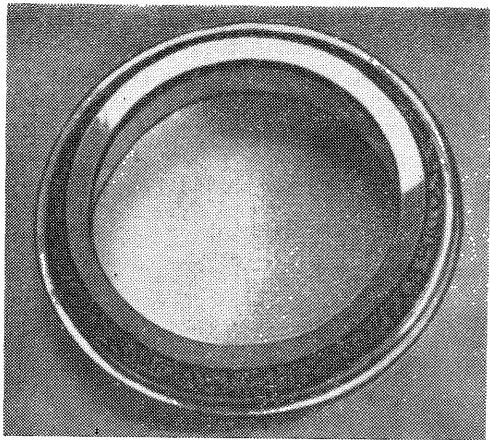


Рис. 176. Опорное кольцо из хромоникелевой стали, подвергнувшееся электролитической коррозии

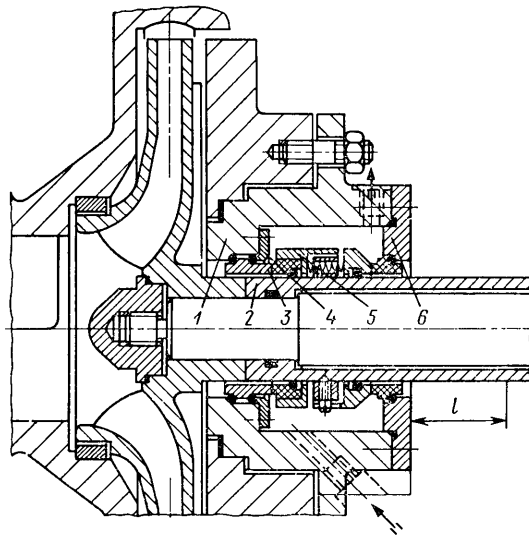


Рис. 177. Торцовое уплотнение двойного действия с принудительной циркуляцией [2*]:

1 — корпус уплотнения; 2 — втулка вала; 3 — керамическое кольцо; 4 — упорный фланец; 5 — торцовое уплотнение со стороны перекачиваемого продукта; 6 — наружный фланец

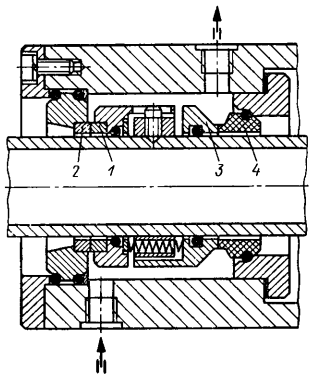


Рис. 178. Торцовое уплотнение двойного действия для работы в концентрированном растворе едкого натра:

1 — вращающееся твердосплавное кольцо; 2 — неподвижное твердосплавное кольцо; 3 — уплотнительное кольцо со стороны атмосферы; 4 — конtringкольцо со стороны атмосферы

кость вследствие их большой твердости. Однако из-за пористости материала возможность воспринимать нагрузки уменьшается, и такие кольца следует применять лишь при удельном давлении в паре трения не более 25 кгс/см^2 .

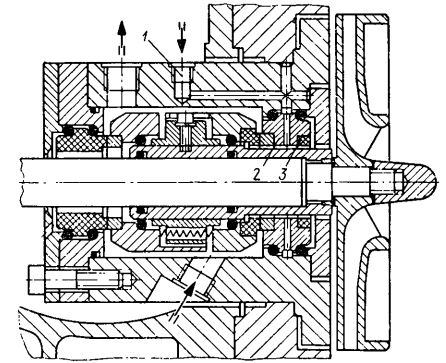
На рис. 177 показано торцовое уплотнение двойного действия с циркулирующей запирающей жидкости, в котором керамическое кольцо 3, расположенное со стороны герметизируемого продукта, трется о кольцо из антрацита. Такое уплотнение хорошо работает в пересыщенном щелочном растворе сульфата аммония, содержащего 10% серной кислоты, при температуре 90°C .

По конструктивным и экономическим соображениям в паре трения можно применять керамику и карбид вольфрама. Использовать пару трения керамика/керамика не рекомендуется вследствие очень большой интенсивности износа и возникающих при сухом трении слишком сильных статических зарядов, достигающих нескольких тысяч вольт.

В случае работы в концентрированном растворе едкого натра, воздействующего на окись алюминия, очень хорошо зарекомендо-

Рис. 179. Гидродинамическое торцовое уплотнение двойного действия с внутренней промывкой, работающее в растворе синтетической мочевины ($n = 2900 \text{ об/мин}$; $p_1 = 95 \div 180 \text{ кгс/см}^2$; $t = 183^\circ \text{C}$):

1 — вход промывочной жидкости; 2 — распределительный канал; 3 — дроссельное кольцо



вала себя пара трения карбид вольфрама/карбид вольфрама (рис. 178). Для эластомеров предпочтительно применять этиленпропилен. Навернутым на конtringкольцо 2 конусом (см. рис. 178) можно улучшить свободную промывку зазора.

При синтезе мочевины под высоким давлением торцовое уплотнение не должно нагреваться до 70°C , т. е. до температуры, при которой из раствора уже выпадают кристаллы синтезированного продукта. На рис. 179 показано торцовое уплотнение двойного действия с внутренней промывкой. Чтобы в рабочем режиме не происходило отложений в зазоре между втулкой вала и неподвижным конtringкольцом, по впускному 1 и распределительным 2 каналам подается холодная вода, являющаяся и запирающей жидкостью. Дроссельное кольцо 3, образующее тесный лабиринт, надежно работает даже при контакте.

9.6.3. Торцовые уплотнения для сред, содержащих волокна и фекалии

В целях устранения возможности блокировки пружины торцового уплотнения при работе с волокнистыми продуктами ее необходимо защищать. На рис. 180 показано одинарное торцовое

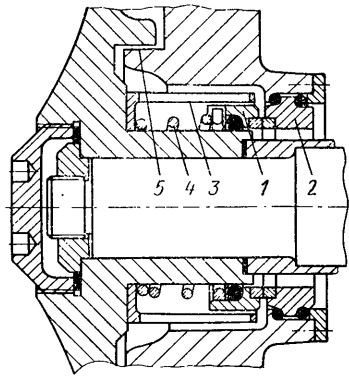


Рис. 180. Одинарное торцовое уплотнение с защищенной пружиной [148]:

1 — вращающееся уплотнительное кольцо; 2 — неподвижное контрольцо; 3 — ограждение пружины; 4 — нажимная пружина; 5 — входной лабиринт

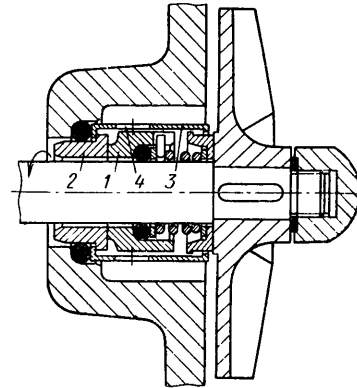


Рис. 181. Торцовое уплотнение с фильтрующим стаканом в состоянии монтажной готовности:

1 — вращающееся уплотнительное кольцо; 2 — неподвижное контрольцо; 3 — неподвижный фильтрующий стакан; 4 — фильтр

уплотнение с устройством для защиты пружины. При перекачке волокнистых продуктов, например, в стиральных и красильных машинах эффект защиты пружины можно создать специальным стаканом (рис. 181), не влияющим на охлаждение уплотнения.

На рис. 182 показано торцовое уплотнение тандемной схемы, работающее в насосе, перекачивающем фекальные воды. В первичном уплотнении, размещенном со стороны уплотняемой среды, есть закрытая пружина 2. Кольцо круглого сечения 3 предназначено для центрирования корпусного уплотнительного кольца 1 при его вращении.

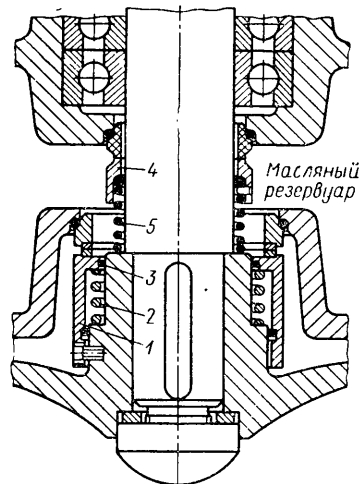


Рис. 182. Торцовое уплотнение тандемной схемы, установленное на насосе для перекачки фекальных вод [2*]:

1 — корпусное уплотнительное кольцо; 2 — пружина; 3 — центрирующее кольцо круглого сечения; 4 — торцовое уплотнение со стороны двигателя; 5 — коническая распорная пружина

9.6.4. Торцовые уплотнения для растворов и суспензий

Растворы веществ и суспензий являются для торцовых уплотнений также весьма критическими средами, например, в случае уплотнения насоса, предназначенного для подачи газойля (рис. 183).

Многие нефтеперегонные заводы производят продукцию, которая затем перерабатывается на предприятиях химической промыш-

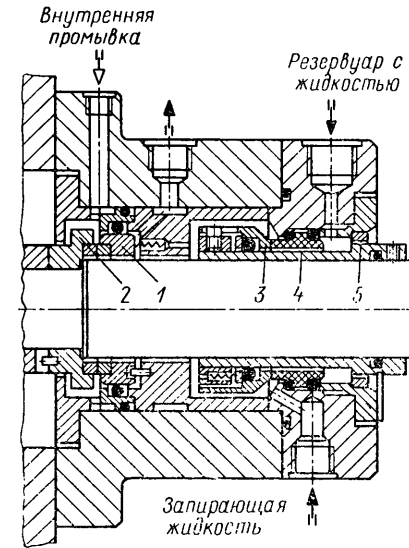


Рис. 183. Торцовое уплотнение двойного действия с вращающимся контрольцом со стороны перекачиваемой среды, предназначенное для газойлевой насоса [2*] ($p_1 = 8,7 \text{ кгс/см}^2$; $t = 130 \div 150^\circ \text{C}$; $v_g = 8 \text{ м/с}$):

1 — неподвижное торцовое уплотнение; 2 — вращающееся контрольцо; 3 — торцовое уплотнение со стороны атмосферы; 4 — контрольцо со стороны атмосферы; 5 — входной дроссель

соответствующими верхним указанным пределам, — продукты полимеризации, удаляемые фильтрацией лишь с большим трудом.

Для работы в этих условиях было изготовлено специальное торцовое уплотнение двойного действия, отлично зарекомендовавшее себя в эксплуатации [148]. В качестве пары трения со стороны уплотняемого продукта в обоих элементах использован твердый сплав. Контрольцо 2 смонтировано с учетом возможности вращения, так что твердые частицы могут попасть в уплотнительный зазор только в направлении, противоположном действию центробежной силы. В качестве запирающей жидкости применен

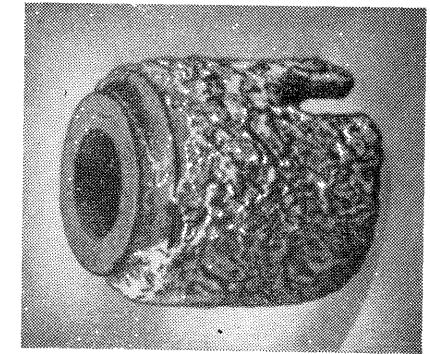


Рис. 184. Корпусное уплотнительное кольцо с толстым слоем отложений

ленности. При производстве ацетилена газ выходит из ректификационной колонны с температурой $580\text{--}700^\circ \text{C}$, в соответствующем холодильнике она понижается до $300\text{--}400^\circ \text{C}$. Впрыскивая в газ газойль, ее понижают затем примерно до $170\text{--}200^\circ \text{C}$. В процессе впрыска образуются частицы кокса, а при работе с температурами,

чистый газойль. Во избежание отложений со стороны уплотняемого продукта производится промывка нефилтрованной средой.

Подобные отложения могут вызвать блокировку уплотнения, что видно из рис. 184. В то время как контактная поверхность

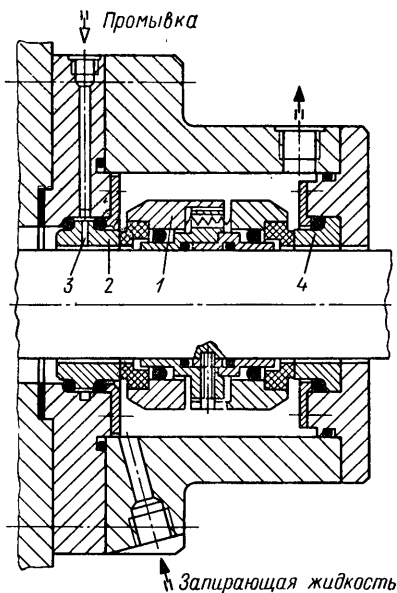


Рис. 185. Торцовое уплотнение двойного действия насоса высокого давления для перекачки синтетизируемых продуктов [2*] ($p_3 = 55 \text{ кг/см}^2$; пентан с растворенными в нем пластмасса; 100°C):

- 1 — вращающееся торцовое уплотнение;
- 2 — конtringкольцо со стороны перекачиваемого продукта;
- 3 — промывочный канал;
- 4 — конtringкольцо со стороны атмосферы

этого корпусного уплотнительного кольца была еще вполне работоспособной, в наружных зонах уже образовались отложения извести и гипса толщиной до 2 мм.

На рис. 185 показано уплотнение высокого давления, работающее с внутренней промывкой. Благодаря этому более интенсивно охлаждается конtringкольцо и, кроме того, создается помеха для отложений склонной к полимеризации растворенной пластмассы. В рассматриваемом случае проблема уплотнения усложняется вследствие низкой температуры кипения пентана, равной 37°C . Однако его использование предписано технологией.

9.7. Торцовые уплотнения на электростанциях

Возможность использования, а значит, и экономичность современных электростанций не в последнюю очередь зависят от работоспособности и эксплуатационной надежности применяемых уплотнений. Не требующие особого ухода и обслуживания, надежные в работе, долговечные торцовые уплотнения хорошо зарекомендовали себя в полностью автоматизированных установках. Во из-

бежание парообразования при высокой температуре воды, питающей котлы, необходимо дополнительным охлаждением снизить ее температуру в зоне уплотнения примерно до 70°C . Эксплуатационная надежность всех уплотнений при снижении температуры повышается.

Решающее влияние на износостойкость уплотнений оказывает, кроме того, чистота воды. При длительной непрерывной эксплуатации, т. е. без ремонта в течение нескольких лет, торцовые уплот-

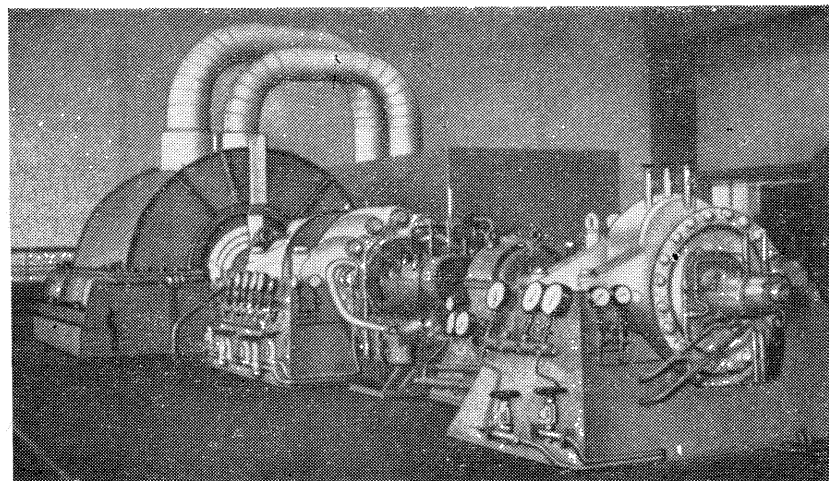


Рис. 186. Мощный питательный насос фирмы «Веллер» с турбоприводом и форвакуумным агрегатом, работающий на электростанции «Шмехаузен» компании «Ферайнитте электрицитетсверке Вестфален»

нения могут надежно работать только при условии соблюдения эксплуатационных предписаний в отношении чистоты котловой воды, соответствующих рекомендациям Объединения эксплуатационников мощных котельных установок (VGB) [288] (табл. 27); иначе следует ожидать появления отложений, повышенного износа и возможно даже блокировки уплотнений.

Для рубашек охлаждения и теплообменников необходимо использовать подготовленную воду, поскольку в противном случае ухудшаются показатели теплопередачи и уменьшаются живые сечения потоков.

В связи с существенным усложнением условий работы современных электростанций обычные сальниковые уплотнения были вытеснены. Это объясняется, с одной стороны, тем, что для них существует предел по скорости, равный 30 м/с, а, с другой стороны, очень большими утками и критическими условиями пуска под нагрузкой [393]. Кроме того, к обслуживающему персоналу предь-

Рекомендации VGB в отношении чистоты воды, используемой для питания водотрубных котлов [288]

	Вода для прямоточных котлов и для впрыска в охладители перегретого пара	Вода для котлов с принудительной многократной циркуляцией		
		20 кгс/см ²	40 кгс/см ²	60 кгс/см ²
Общие требования	Прозрачность и бесцветность	При местной теплопередаче менее 2·10 ⁶ ккал/м ² учитывать рекомендации для котлов с давлением свыше 80 кгс/см ²		
Содержание кислорода, мг-экв/л	Не более 0,03 (в том числе при пуске и останове); при длительной непрерывной эксплуатации — менее 0,02	80 кгс/см ² и более		
Жесткость, мг-экв/л	—	< 0,02	< 0,01	< 0,01
Суммарное содержание железа, мг/л	< 0,02	По возможности менее 0,05		
Содержание меди, мг/л	< 0,003	< 0,01		
Суммарное содержание углекислоты (CO ₂ + HCO ₃ ⁻ + CO ₃ ²⁻), приведенное к CO ₂ , мг CO ₂ /л	1	По возможности менее 20 мг/л		
Продолжение табл. 27				
		Вода для котлов с принудительной многократной циркуляцией		
		20 кгс/см ²	40 кгс/см ²	60 кгс/см ²
		При местной теплопередаче менее 2·10 ⁶ ккал/м ² учитывать рекомендации для котлов с давлением свыше 80 кгс/см ²		
Водородный показатель при 20° С (учитывать наличие питающих насосов и подогревателей)	7—9,5; только летучие подщелачивающие вещества	7—9,5; только летучие подщелачивающие вещества		
Содержание кремниевой кислоты SiO ₂ , мг/л	При длительной непрерывной эксплуатации < 0,02	При длительной непрерывной эксплуатации, не предусматривающей очистки от шлама, не более 0,02; иначе учитывать только рекомендации, относящиеся к котловой воде		
Электропроводность при 20° С, измеряемая после обработки сильнокислым катионитом и удаления CO ₂ , мкСм/см	При длительной непрерывной эксплуатации < 0,2	При длительной непрерывной эксплуатации, не предусматривающей очистки от шлама, не более 0,3; иначе учитывать только рекомендации, относящиеся к котловой воде		
Перманганатное число KMnO ₄ , мг/л	По возможности < 5	По возможности < 10		
Содержание масла, мг/л	< 0,3	По возможности < 1		
		По возможности < 0,5		

являются высокие требования. Решительное превосходство торцовых уплотнений очевидно и с экономической точки зрения [382, 393]. Анализ затрат, проведенный недавно на электростанциях ФРГ, показал, что набивка только одного сальника питательного насоса обходится примерно в 500 марок. В эту сумму не включены убытки от простоя, превосходящие ее в несколько раз.

Техническое совершенствование торцовых уплотнений в последние годы было исключительно успешным [392, 393, 412, 413], так что гарантийный срок службы даже в критических условиях работы на электростанциях для изделий фирмы «Феодор Бургман дихтунгсверк» (г. Вольфратсхаузен, ФРГ) принимают, например, равным 10 000 ч. Уплотнения выполняют вращающимися при скоростях скольжения до 25, а при использовании пружин с направляющими до 35 м/с. Кроме того, предусматривают неподвижные уплотнения, позволяющие избежать явлений дисбаланса.

9.7.1. Торцовые уплотнения питательных насосов

Согласно экономическим требованиям мощность и размеры энергетических блоков и агрегатов непрерывно растут; это же относится к главным питательным насосам, устанавливаемым, например, на атомных электростанциях. С увеличением мощности возрастает и экономический риск, поэтому эксплуатационная надежность приобретает особое значение, коль скоро главные питательные насосы в целях снижения затрат не резервируют совсем или резервируют лишь частично. Тенденция развития главных питательных насосов (соответственно эксплуатируемых, строящихся и проектируемых) видна из следующих данных:

Производительность, 10^3 кг/ч	1000	2500	4000
Диаметр вала D_w , мм	150	200	250
Давление p_1 , кгс/см ²	10—20	20—30	40—60
Скорость v_g , м/с	20—45	50—60	60—70

Надежность уплотнения питательных насосов большой мощности, работающих с постоянно возрастающими скоростями, является решающим фактором, определяющим возможность эксплуатации электростанций. Весьма надежными при длительной непрерывной работе оказались уплотнения с несколькими последовательно смонтированными плавающими дроссельными кольцами. Однако необходимые при этом устройства впрыска холодного конденсата и его регулировки исключительно дороги, так что стоимость уплотнения с плавающими кольцами для мощного насоса в 3—4 раза превосходит стоимость торцового уплотнения. Кроме того, утечки увеличиваются на несколько порядков; весьма критическими могут стать и проблемы штопорного режима, а также явления парообразования [393]. Торцовые уплотнения питательных насосов приобрели исключительное значение вследствие особых преимуществ в отношении утечек (во всем диапазоне рабочих

скоростей от штопорного вращения до аварийного отключения они могут не превышать 5 л/ч) и износостойкости, считающейся нормальной при эксплуатации в течение нескольких лет (потребность в энергии, а значит и в воде для охлаждения весьма невелика [334, 337, 339, 375, 382, 389, 394, 428]).

При специфических условиях работы для охлаждения торцовых уплотнений питательных насосов можно впрыскивать холодный конденсат; кроме того, внутри насосов монтируют перекачивающие

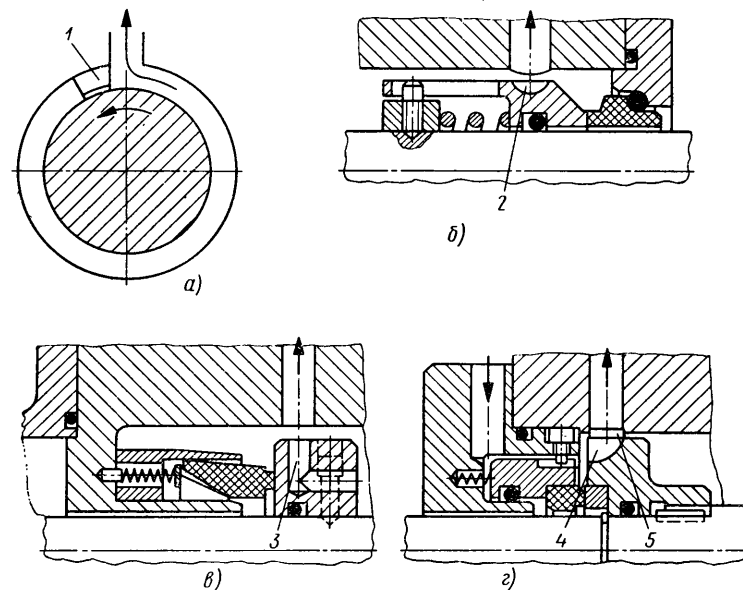


Рис. 187. Насосные устройства внутри торцовых уплотнений:

a — отклоняющий выступ 1; *б* — радиальная канавка насосного действия 2; *в* — насосное отверстие 3; *г* — диагональная канавка насосного действия 4 с эксцентрической напорной полостью 5

устройства, которые вместе с теплообменником понижают температуру циркулирующей воды, необходимой для охлаждения узла со 150—200 примерно до 50° С.

На рис. 187 показаны применявшиеся ранее конструкции торцовых уплотнений в насосных устройствах. На рис. 187, *a* приведен простейший вариант, при котором отклоняющий выступ 1 направляет вращающийся по кругу поток воды к теплообменнику. Ввиду возникновения шлейфового течения степень эффективности варианта весьма невелика. То же относится и к радиальным канавкам (рис. 187, *б*) вследствие очень неблагоприятной неравномерности сечений. Варианты с насосным отверстием (рис. 187, *в*) и с диагональными канавками (рис. 187, *г*) отличаются большей эффективностью, хотя создаваемое при этом давление невелико, а при скоростях скольжения свыше 40 м/с возможна кавитация.

Практически эксплуатация всех показанных на рис. 187 конструкций в штопорном режиме и при повышенных скоростях скольжения проблематична. Применявшаяся ранее пара трения, в которой наплавленный или целиковый стеллит контактировал с углем, почти повсюду вытеснена существенно более износостойким и менее склонным к растрескиванию от термических напряжений сочетанием карбида вольфрама и угля.

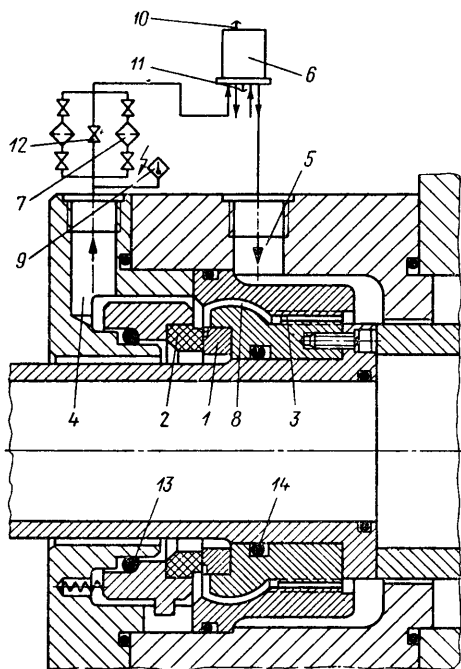


Рис. 188. Современное термогидродинамическое неподвижное торцовое уплотнение с высокопроизводительным циркуляционным насосом и направляющим аппаратом для подачи жидкости [2*]:

1 — вращающееся конторкольцо; 2 — неподвижное уплотнительное кольцо; 3 — циркуляционный насос; 4 — выходное отверстие циркуляционного контура системы охлаждения; 5 — входное отверстие циркуляционного контура системы охлаждения; 6 — теплообменник; 7 — магнитный фильтр; 8 — направляющий аппарат для подачи жидкости; 9 — двоянный датчик нагрева; 10 — отверстие для вентиляции охлаждающей воды; 11 — отверстие для вентиляции запирающей воды; 12 — двухходовой кран; 13 — подвижное кольцо круглого сечения; 14 — неподвижное кольцо круглого сечения

В многолетней практике эксплуатации при граничных условиях, определяемых стандартными питательными насосами (осевое биение вала в зоне уплотнения ± 3 мм, прецессионное биение ± 25 мк, максимальный эксцентриситет 200 мк), и скорости скольжения около 55 м/с на электростанциях западноевропейских стран исключительно хорошо зарекомендовало себя торцовое уплотнение, показанное на рис. 188. Оно имеет следующие конструктивные особенности.

1. Термогидродинамические циркуляционные канавки на контактных поверхностях, которые обеспечивают исключительно низкий коэффициент и момент трения между торцами, а следовательно, и малое количество охлаждающей воды.

2. Весьма эффективную встречную винтовую нарезку системы Голубева [95, 97, 393], которая практически при любых условиях эксплуатации (от штопорного режима для частоты вращения ава-

рийного отключения) позволяет обеспечить достаточный расход жидкости от небольшого количества до нескольких сот литров в минуту. Для определения сопротивления труб, магнитных фильтров и теплообменников необходимо давление 2—4 кгс/см². Однако, если это необходимо, то при такой нарезке с насосным эффектом можно создать давление во много раз выше [393].

3. Направляющий канал 8, через который охлажденная вода подается с ускорением в нагретую полость колец 1 и 2; при этом отводится не только теплота, выделяющаяся при трении контактных поверхностей, но и имеющиеся пузырьки газа и частицы грязи.

В штопорном режиме ($v_g \leq 1$ м/с) или в периоды простоя дополнительный термосифонный эффект уплотнения обеспечивается открытием двухходового крана 12, расположенного между магнитными фильтрами 7, а также при вертикально расположенном теплообменнике 6. Применение специальных колец круглого сечения из этилена-пропилена EIV1/8 [2*], способных работать в перегретой воде при температуре 200° С, повышает эксплуатационную надежность уплотнения и прежде всего в критические периоды простоя. При этом следует иметь в виду, что подвижное кольцо круглого сечения 13 значительно лучше изолировано от передающего теплоту вала, чем неподвижное кольцо 14.

В современных условиях оптимальной парой трения, работающей в котловой и реакторной воде, оказались карбид вольфрама на никелевой связке в контакте с антрацитом, импрегнированным сурьмой. Карбид вольфрама на кобальтовой связке уже не применяют, поскольку связка растворяется даже дистиллированной водой; кроме того, использование кобальта, имеющего большой период полураспада, при эксплуатации реакторов нежелательно.

Уплотнения, показанные на рис. 189, уже несколько лет работают без всяких рекламаций, и весной 1974 г. непрерывная эксплуатация превысила 20 000 ч. Питательная вода котла поступает в него с температурой 180° С; при этом в зависимости от степени нагрева в системе охлаждения температура воды на выходе из корпуса уплотнения колеблется в пределах 36—42° С

Теплообменники теплопроизводительностью 10 000 ккал/ч, обслуживающие насос, показанный на рис. 190, расположены горизонтально. Температура воды на выходе из корпуса уплотнения составляет около 40° С. В феврале 1974 г. уплотнения проработали уже свыше 28 000 ч. Перепад давлений, обеспечиваемый винтовой нарезкой насосного действия, составляет около 2,5 кгс/см².

На рис. 191 модели торцового уплотнения хорошо видны встречная винтовая нарезка насосного действия и направляющий аппарат для подачи жидкости.

На рис. 192 показаны кривые напора циркуляционных насосов, образуемых винтовой нарезкой встречного направления, при различных окружных скоростях. При определении мощности, расходуемой на преодоление потерь в уплотнении, и производительности теплообменников необходимо учитывать, что потери на барботаж

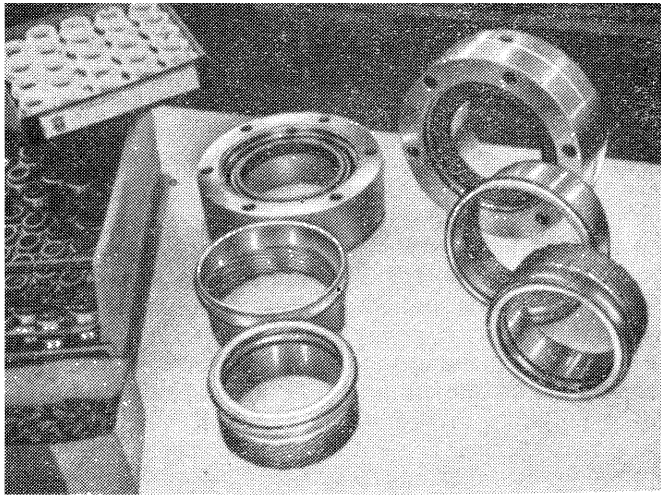


Рис. 189. Термогидродинамические торцовые уплотнения с винтовыми нарезками насосного действия, смонтированные на сторонах всасывания и нагнетания главных питательных насосов электростанции «Вест» компании «СТЕАГ» [2*] ($p_1 = 20 \text{ кгс/см}^2$; $n = 4400 \text{ об/мин}$; $t = 190^\circ \text{C}$)

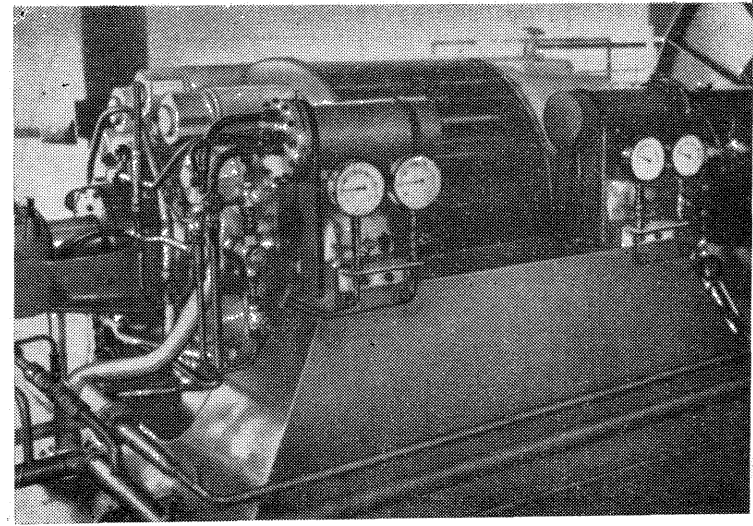


Рис. 190. Общий вид главного питательного насоса фирмы «Веллер» с трубопроводами и термогидродинамическим торцовым уплотнением фирмы «Бургман», работающего на электростанции «Шмехаузен» компании «Ферайнитте электрицитетсверке» ($D_{\Psi} = 182 \text{ мм}$; $n = 87 \div 870 \text{ об/мин}$; температура охлаждающей воды $15-38^\circ \text{C}$; $v_g = 0,9 \div 51,8 \text{ м/с}$; $t = 185 \div 196^\circ \text{C}$; $Q < 1 \text{ л/ч}$)

от вращения кольцевого вихря воды возрастают примерно пропорционально скорости скольжения в кубе ($\approx v_g^3 \approx v_F^3$) и диаметру цилиндра циркулирующей жидкости в четвертой степени ($\approx D^4$), т. е. при скорости около 50 м/с они могут превзойти потери мощности торцового трения в герметизирующем узле.

Так как вокруг уплотнительного зазора могут располагаться нагретые кольцевые объемы жидкости или газа, все более стабилизирующиеся по мере роста перепада температуры, то с увеличением скорости скольжения в зависимости от окружающей скорости необходимо снижать температуры, при которых подается предупредительный сигнал или производится аварийное отключение установки (табл. 28).

Таблица 28

Температуры (в $^\circ \text{C}$) подачи предупредительного сигнала и аварийного отключения питательных насосов в зависимости от режима работы торцовых уплотнений

$v_{g, \text{м/с}}$	Поддача предупредительного сигнала	Аварийное отключение
< 40	65	75
< 50	60	70
< 60	55	65
> 60	50	60

Надежное охлаждение и вентиляция циркулирующей жидкости необходимо обеспечивать в любом случае, поскольку иначе на твердосплавных коль-

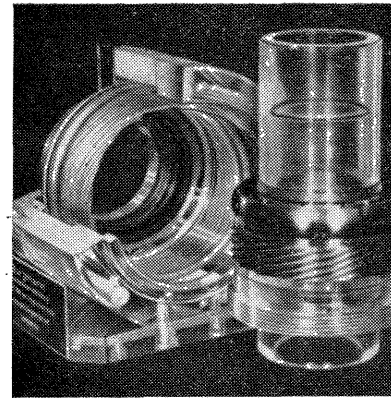


Рис. 191. Модель высокоскоростного термогидродинамического торцового уплотнения [2*], выполненная из плексигласа

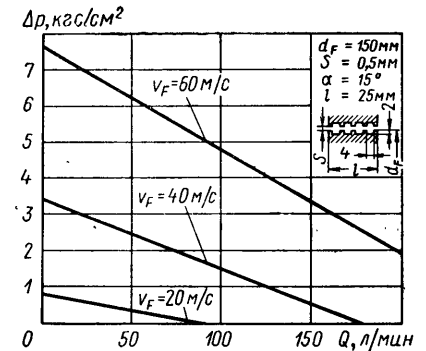


Рис. 192. Кривые напора Δp циркуляционных насосов, образуемых винтовой нарезкой встречного направления, при различных окружных скоростях v_F

цах могут появиться трещины от термических напряжений, а на угольных — кратероподобные сколы (блистеринг).

Чтобы обеспечить дополнительную защиту торцовых герметизирующих узлов от кратковременных перебоев в работе (например, вследствие парообразования, кавитации и т. д.), перед показанным на рис. 193 основным уплотнением 1 устанавливают двойной бес-

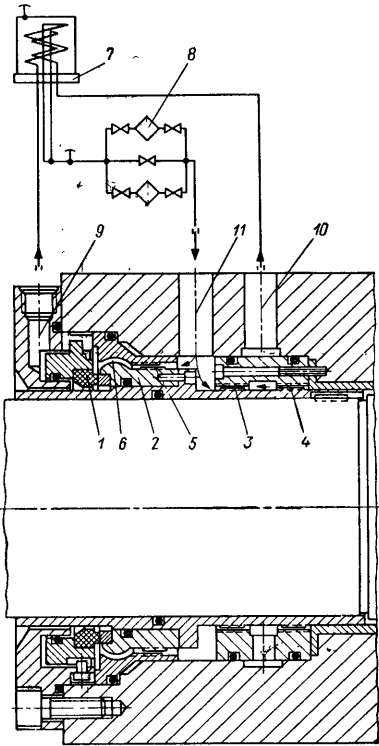


Рис. 193. Комбинация уплотнений для работающих в режиме полной нагрузки насосов фирмы «КСБ», установленных на пиковой электростанции «Фенне» (Саар) мощностью 650 МВт. (расход насоса нетто 2530 м³/ч, скорость вращения от 100 об/мин (штормовый режим) до 5600 об/мин (аварийное отключение); скорость скольжения $v_g = 1 \div 58,5$ м/с; $p_1 \leq 20$ кгс/см²; $t = 157^\circ$ С):

1 — неподвижное уплотнительное кольцо; 2 — вращающееся контрольное; 3 — нагнетательное устройство со стороны атмосферы; 4 — нагнетательное устройство со стороны перекачиваемого продукта; 5 — нагнетательное устройство основного уплотнения; 6 — направляющий аппарат; 7 — двоянный теплообменник; 8 — магнитный фильтр; 9 — выходное отверстие основного уплотнения; 10 — выходное отверстие предваряющего уплотнения; 11 — входное отверстие основного и предваряющего уплотнений

контактный лабиринт 3 и 4, представляющий собой винтовую нарезку встречного направления. Это дополнительное резервирующее уплотнение, с одной стороны, имеет контур охлаждения с интенсивной циркуляцией, вызывающей разрушение пузырьков пара, которые в противном случае мешали бы работе основного герметизирующего узла 1; с другой стороны, перекрывает или по меньшей мере замедляет возвратное течение запирающей жидкости через нагнетательное устройство 4 во внутреннюю полость насоса при внезапном падении давлений в ней. В вертикальном теплообменнике 7 установлены змеевики независимых основного и предварительного контуров охлаждения.

На рис. 194 приведена диаграмма давление—мощность для двух основных уплотнений, соответствующих рис. 193, при ча-

стоте вращения аварийного отключения $n = 5600$ об/мин, скорости $v_g = 58,5$ м/с и давлении до 55 кгс/см². Потери мощности при увеличении давления весьма малы. Абсолютная величина определяется прежде всего турбулентными потерями от вращения кольцевого объема жидкости. При изменении внутреннего давления утечка меняется незначительно. Влияние увеличенных перепадов температур гораздо заметнее.

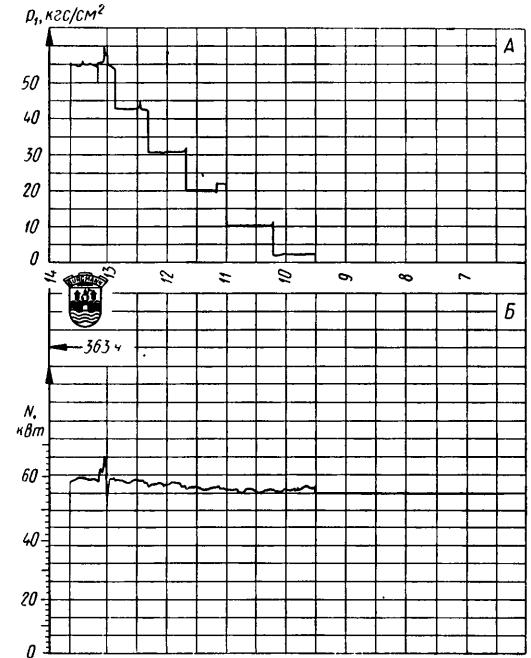


Рис. 194. Диаграммы режима, соответствующего частоте вращения при аварийном отключении, полученные при приемке двух основных уплотнений главных питаемых насосов предназначенных для выпускаемого фирмой «КСБ» и работающего с полной нагрузкой насоса типа HS 120 СНТА/4 электростанции «Фенне» ($D_{\psi} = 191$ мм):

А — диаграмма давление—мощность, снятая при работе двух уплотнений типа HS HF 3/191 (режим частоты вращения аварийного отключения; $n = 5600$ об/мин; $v_g = 58,5$ м/с; дистиллированная вода при 38—62° С; ± 2 кгс/(см²·с)); Б — стендовая мощность холостого хода

В конструкции, показанной на рис. 195, участок предварительного охлаждения 5 выполнен как элемент уплотнения. Через этот участок тракта охлаждения и вертикально расположенный теплообменник 10 происходит дополнительный отвод теплоты прежде всего в периоды простоев. Кроме того, все уплотнение выполняют в виде быстросменного патронного узла монтажной готовности. Все штуцера контуров охлаждения (5—8) смонтированы на насосе, снимать их при замене уплотнения не нужно.

При достаточной мощности рубашки охлаждения теплообменники насосов можно располагать и горизонтально (рис. 196). На этом же рисунке хорошо видны параллельно соединенные трубопроводами магнитные фильтры и контур охлаждения.

Если в определенные периоды эксплуатации или при перебоях в работе существует опасность возникновения в торцовом уплотнении сухого трения, то необходимо предусматривать конструкцию двойного действия (рис. 197). В нормальном рабочем режиме

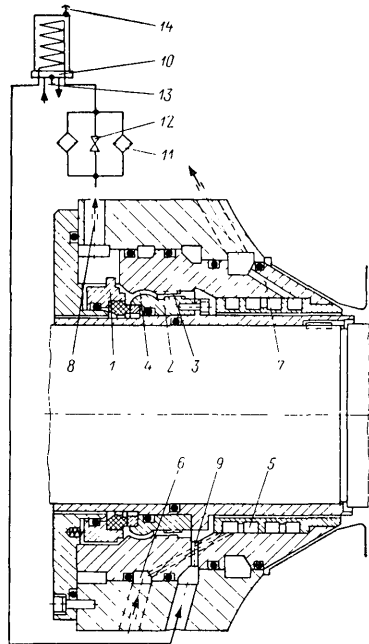


Рис. 195. Термогидродинамическое торцовое уплотнение с каналами предварительного охлаждения, которое предназначено для выпускаемых фирмой «Зульцер» главных питательных насосов производительностью 2300 т/ч, устанавливаемых с реактором «Неккар-вестхайм» мощностью 850 МВт, охлаждаемым водой под давлением [2*] ($p_1 < 22 \text{ кгс/см}^2$; $n = 5050 \div 5810 \text{ об/мин}$; $v_g = 44,2 \div 50,8 \text{ м/с}$; $t = 177^\circ \text{C}$);

1 — неподвижное торцовое уплотнение; 2 — вращающееся конторкольцо; 3 — винтовая нарезка насосного действия; 4 — направляющий аппарат; 5 — канал предварительного охлаждения; 6 — вход охлаждающей воды; 7 — выход охлаждающей воды; 8 — выход запирающей воды; 9 — вход запирающей воды; 10 — теплообменник; 11 — магнитный фильтр; 12 — двухходовый кран; 13 — вентиляция запирающей воды; 14 — вентиляция охлаждающей воды

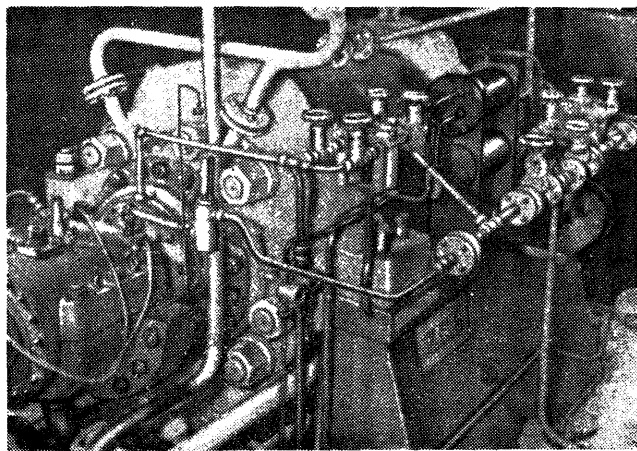


Рис. 196. Питательный насос с термогидродинамическими торцовыми уплотнениями, установленный на электростанции «Моорбург» компании «Электростанция Гамбурга» (HEW)

потери жидкости за счет утечки через уплотнение компенсируются по каналу подпитки 6. При падении внутреннего давления в насосе обратный клапан 7 закрывается. Потери жидкости от происходящих при этом утечек компенсируются за счет заправочной емко-

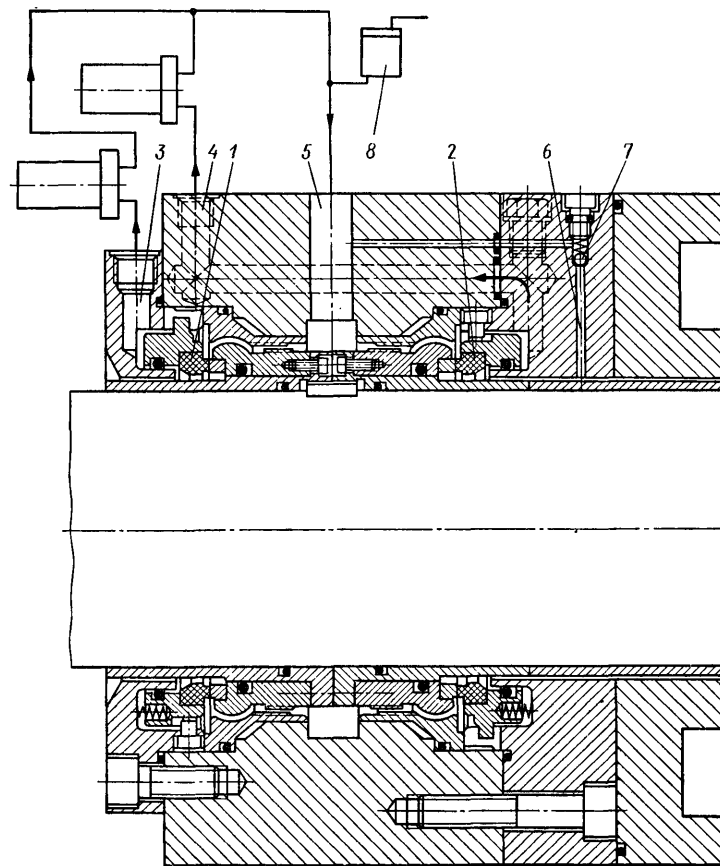


Рис. 197. Торцовое уплотнение, двойного действия для мощных питательных насосов [2*]:

1 — уплотнение А со стороны атмосферы; 2 — уплотнение В со стороны перекачиваемого продукта; 3 — выходное отверстие уплотнения А; 4 — выходное отверстие уплотнения В; 5 — входное отверстие уплотнений А и В; 6 — напорно-подпиточный канал; 7 — обратный клапан; 8 — заправочная емкость

сти 8, а охлаждение торцовых уплотнений, как и в нормальном режиме работы, обеспечивается насосным эффектом винтовой нарезки и теплообменником.

С увеличением скорости скольжения примерно до 55 м/с и выше становится все сложнее подводить охлаждающий поток непосредственно к зоне контакта поверхностей с целью отвода от них

теплоты трения, поскольку под влиянием центробежных сил происходит явная сепарация жидкости по температурам и плотностям.

С помощью подвижного направляющего аппарата 8 (рис. 198), который перемещается в соответствии с удлинением вала при нагреве и сохраняет свою эффективность даже при износе угольного

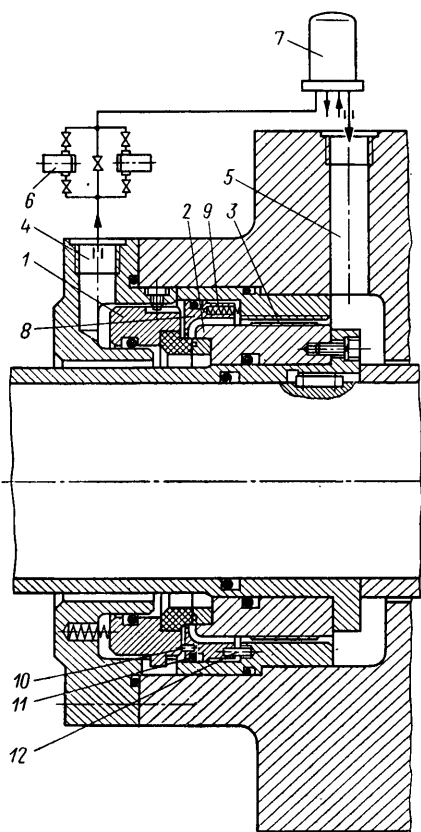


Рис. 198. Торцовое уплотнение с подвижным направляющим аппаратом для подачи жидкости, рассчитанное на максимальные окружные скорости [2*]:

1 — неподвижное торцовое уплотнение; 2 — вращающееся конtringло; 3 — насосное устройство; 4 — выход запирающей жидкости; 5 — вход запирающей жидкости; 6 — магнитный фильтр; 7 — теплообменник; 8 — подвижный аппарат; 9 — распорная пружина; 10 — дистанционный упор; 11 — уплотнительное кольцо; 12 — стопор, предохраняющий от проворачивания

кольца, можно направить охлажденную запирающую воду непосредственно в зону контакта поверхностей. Динамический напор на торцовое уплотнение 1, передающийся через подвижный направляющий аппарат 8 и дистанционный упор 10, может также содействовать его разгрузке. Это конструктивное решение позволяет, изменяя угол подъема винтовой линии нарезки, существенно снизить расход подаваемой жидкости, а тем самым уменьшить потери мощности в уплотнении и размеры теплообменника.

На рис. 199 показаны зависимости потери мощности в подобных уплотнениях от изменения внутреннего давления. Даже при таких условиях эксплуатации торцовых уплотнений в насосах

реакторов, являющихся в настоящее время экстремальными, утечки в неизменном рабочем режиме могут удерживаться на уровне ниже 5 л/ч. Критерием в этом случае служит 200%-ный запас, означающий, что такое торцовое уплотнение нужно демонтировать лишь при утечке 15 л/ч. Температуры аварийного отключения приведены в табл. 28.

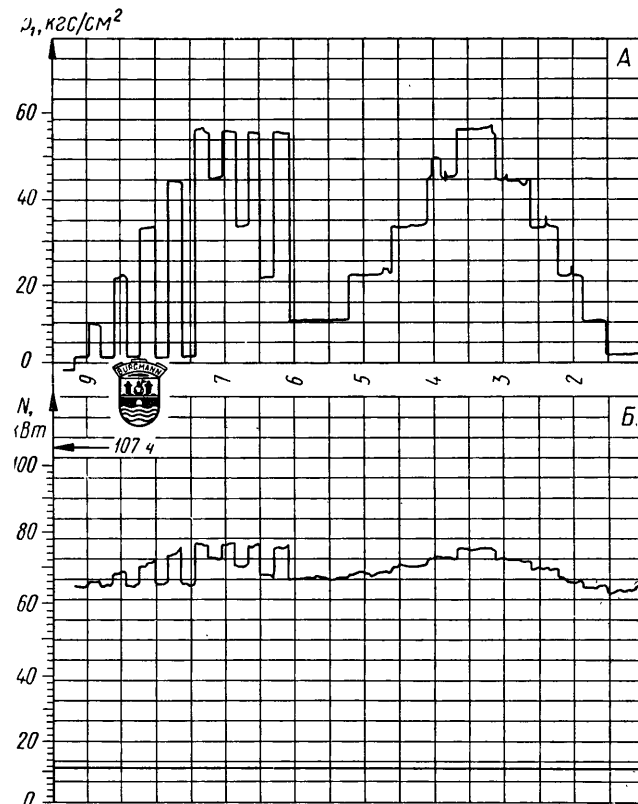


Рис. 199. Диаграмма приемочных испытаний при различных внутренних давлениях двух термогидродинамических торцовых уплотнений с подвижным направляющим аппаратом, соответствующих рис. 198 ($D_w = 191$ мм; $n = 6500$ об/мин; $v_g = 68,1$ м/с):

А — диаграмма давление—мощность, снятая при работе двух уплотнений типа HSHFB10/191 при частоте вращения соответствующей аварийному отключению [$n = 6500$ об/мин; $v_g = 68,1$ м/с; $t = 41 \pm 55^\circ$ С; скорость изменения давления ± 5 кгс/(см²·с)]; Б — стендовая мощность холостого хода 12 кВт

9.7.2. Торцовые уплотнения конденсатных насосов

Несмотря на то, что в отношении скоростей вращения и давлений условия работы конденсатных насосов проще, чем питательных, тем не менее и в этих мощных агрегатах все чаще устанавливают торцовые уплотнения (рис. 200).

Для быстроты замены уплотнение конструируют как патронно-подобный узел. При этом дополнительное преимущество заключается в возможности контроля уплотнительного узла на герметичность перед монтажом. Долговечность этого уплотнения может быть еще больше при устройстве в нем шламособорника 4 и вентиляционной полости 5.

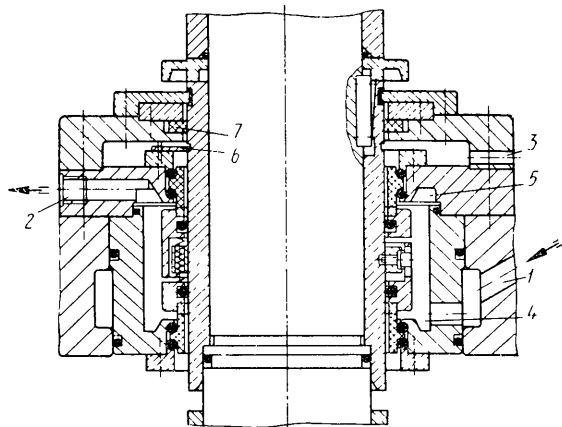


Рис. 200. Торцовое уплотнение двойного действия фирмы «Зульцер» для вертикальных главных конденсатных насосов производительностью $1320 \cdot 10^3$ кг/ч, установленных на атомной электростанции «Неккарвестхайм» [2*] ($D_W = 160$ мм; $n = 1485$ об/мин; $p_A = 3 : 5$ кгс/см²):

1 — вход запирающего конденсата; 2 — выход запирающего конденсата; 3 — отбор утечек; 4 — шламособорник; 5 — вентиляционная полость; 6 — монтажный калибр; 7 — входное уплотнение

тичность перед монтажом. Долговечность этого уплотнения может быть еще больше при устройстве в нем шламособорника 4 и вентиляционной полости 5.

На рис. 201 показаны уплотнения складской готовности с корпусами, соответствующими рис. 200.

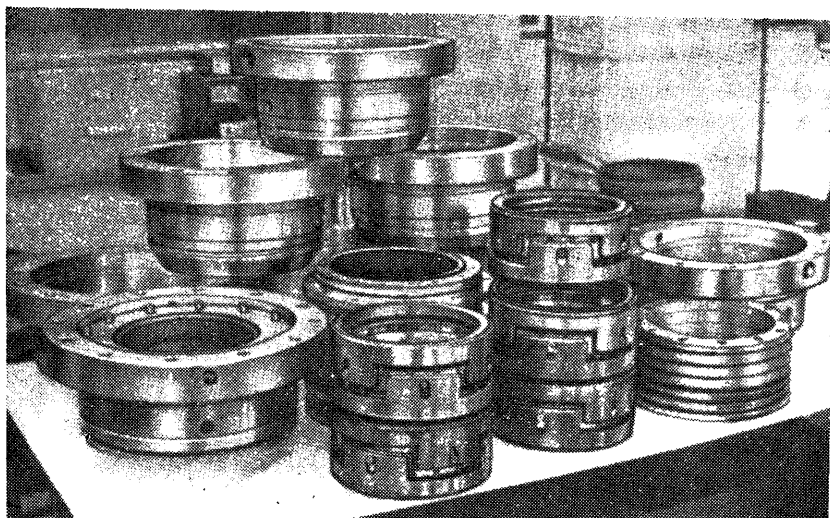


Рис. 201. Термогидродинамические уплотнительные узлы главных конденсатных насосов, установленных реакторов охлаждаемых водой под давлением на электростанции «Неккарвестхайм» мощностью 850 МВт

В комбинированной конструкции, показанной на рис. 202, основное уплотнение 1 нагружено больше, поскольку через разгрузочный канал 4 отводится лишь часть потока, обеспечивающего снижение давления. Основное уплотнение охлаждается циркуляционным потоком, поступающим со стороны насоса по впускному

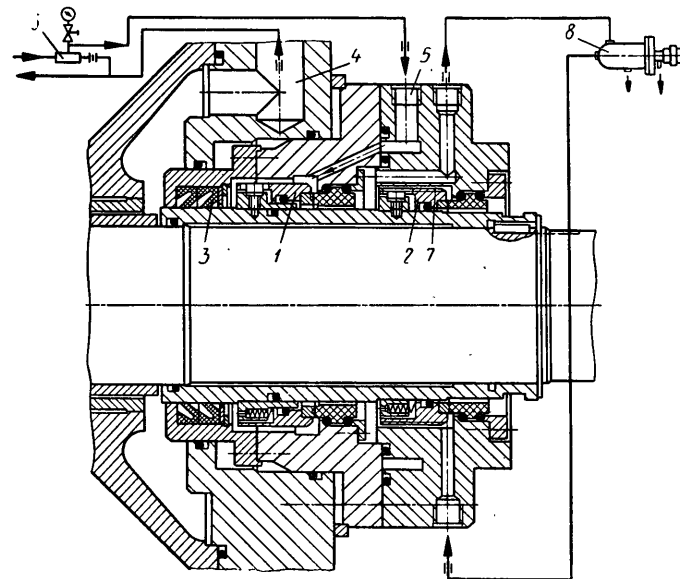


Рис. 202. Торцовые уплотнения тандемной схемы для главных конденсатных насосов фирмы «КСБ», обслуживающих кипящий реактор фирмы «Крюммель» мощностью 1250 МВт [2*] ($D_W = 160$ мм; $p_1 = 2 \div 10$ кгс/см²; $n = 1475$ об/мин):

1 — основное уплотнение; 2 — резервное уплотнение; 3 — входное уплотнение; 4 — разгрузочный канал; 5 — вход охлаждающей жидкости; 6 — самоочищающийся фильтр; 7 — винтовая нарезка насосного действия; 8 — заправочная емкость с устройством для контроля утечек

каналу 5, а одновременное охлаждение резервного уплотнения 2 обеспечивается встроенной винтовой нарезкой 7, создающей насосный эффект.

Незначительные (около $100 \text{ см}^3/\text{ч}$) утечки в зазоре основного уплотнения 1 проходят через контрольный прибор, скомбинированный с заправочной емкостью 8. Подобное техническое решение возможно при условии выбора материалов с максимальной износостойкостью; в рассматриваемом случае использован карбид вольфрама на никелевой связке «Бука 4», работающий в паре с импрегнированным сурьмой антрацитом «Буко 03» [2*] при гидродинамическом исполнении поверхностей трения. Стойкость этих уплотнений исключительно высокая.

9.7.3. Торцовые уплотнения насосов для перегретой воды и насосов типа Ла-Монт

Для перекачки перегретой воды при максимальной температуре, превышающей 300°C , и давлении свыше 100 кгс/см^2 на электростанциях применяют различные насосы, также герметизируемые торцовыми уплотнениями.

На рис. 203 показана очень экономичная конструкция уплотнения, работающего практически без циркуляции жидкости (смазка мертвого конца). Для подобных уплотнений имеются данные о длительной эксплуатации, причем периоды непрерывной работы без обслуживания достигают $20\ 000\text{—}30\ 000$ ч. Обязательным условием для этого является безукоризненная чистота воды, поскольку отложения приводят к выходу уплотнения из строя. Для охлаждения конtringкольца обычно достаточен расход $5\text{—}10$ л/мин при 20°C . Важно, что среди эластомеров выбран обладающий высокой термостойкостью этилен-пропиленовый каучук.

В насосах для перекачки перегретой воды, показанных на рис. 204, применены термогидродинамические торцовые уплотнения валов. Так как чистота воды в рабочем режиме не соответствовала рекомендациям VGB, были приняты меры предосторожности: уплотнения запирали циркуляционной водой, очищенной в центробежных фильтрах, и применяли магнитный сепаратор, подключение которого аналогично показанному на схеме рис. 210.

На рис. 204 хорошо видно размещение центробежных и магнитных фильтров. Ввиду экономии места теплообменники пришлось установить ниже выпускного трубопровода уплотнения. Несмотря на необычайно высокую (более 70°C) температуру в рабочем помещении и на то, что из-за определенных неполадок в циркуляционной системе охлаждения температура на выходе из нее иногда достигала 90°C , долговечность уплотнений составляла $30\ 000\text{—}40\ 000$ ч.

Насосы системы Ла-Монт в большинстве случаев эксплуатируют при следующих параметрах: $D_w \leq 100\text{ мм}$; $p_1 \leq 100\text{ кгс/см}^2$; $n = 1500\div 3000$ об/мин. Исходя из этого при очень высокой температуре воды необходимо обеспечить надежный отвод теплоты от уплотнений, размеры которых должны гарантировать их жесткость.

На рис. 205 показана конструкция уплотнения для современного насоса системы Ла-Монт. При низкой частоте вращения уплотнения могут делать вращающимися. Однако для создания напора, достаточного для преодоления сопротивления трения в трубах, винтовую нарезку необходимо удлинить. Дополнительная рубашка охлаждения усиливает отвод теплоты, и прежде всего в периоды простоев. Конtringкольцо 2 из карбида вольфрама с высоким коэффициентом теплопроводности опирается на металлический фланец, размеры которого обеспечивают ему необходимую жесткость. Поэтому механические деформации остаются небольшими; в то же время создаются хорошие условия отвода теплоты по контр-

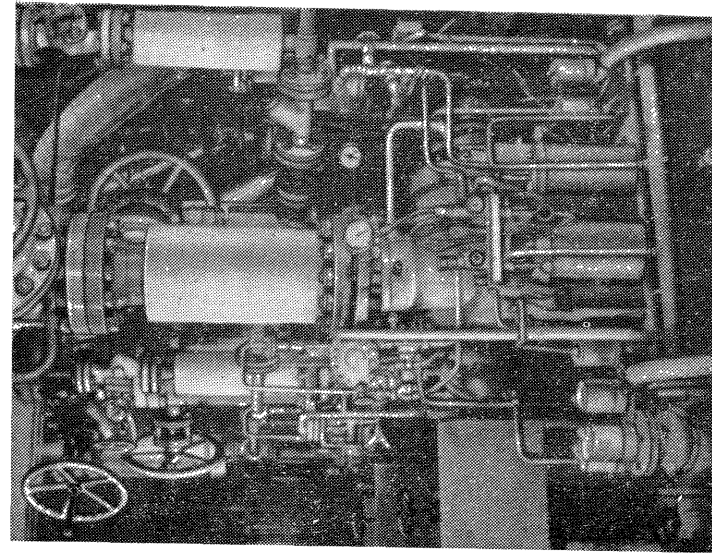


Рис. 204. Термогидродинамические торцовые уплотнения в выпускных фирмой «КСБ» насосах высокого давления типа РРК, работающих на сталелитейном заводе фирмы «Зидмар» в Бельгии ($D_w = 65\text{ мм}$; $p_1 = 51\text{ кгс/см}^2$; $n = 2900$ об/мин; $t = 264^{\circ}\text{C}$)

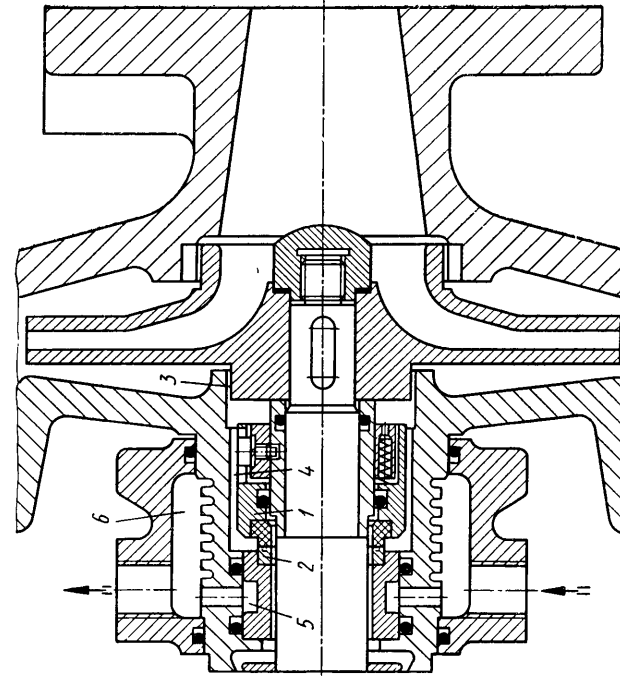


Рис. 203. Циркуляционный насос для перекачки перегретой воды с комбинированной рубашкой и системой охлаждения конtringкольца [2*] ($p_1 \leq 20\text{ кгс/см}^2$; $t \leq 200^{\circ}\text{C}$; $v_g \leq 10\text{ м/с}$): 1 — вращающееся уплотнительное кольцо; 2 — гидродинамическое конtringкольцо; 3 — щелевое уплотнение; 4 — подость уплотнения; 5 — система охлаждения конtringкольца; 6 — рубашка охлаждения

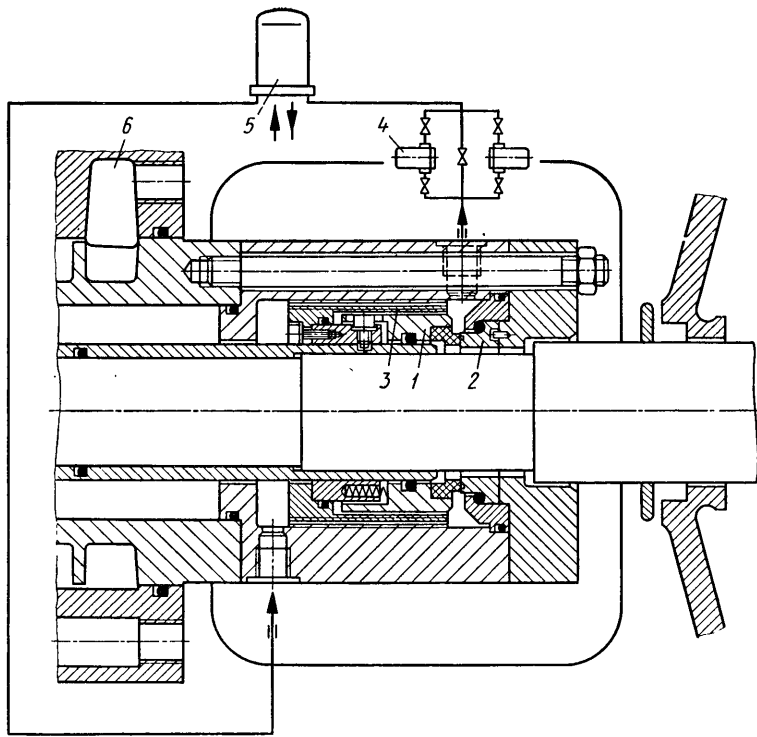


Рис. 205. Современное уплотнение с системой охлаждения, предназначенное для насоса типа Ла-Монт ($D_{\text{ш}} = 65$ мм; $p = 90$ кгс/см²; $t = 300^\circ\text{C}$; $n = 1450$ об/мин): 1 — торцовое уплотнение; 2 — контрольное кольцо; 3 — циркуляционный насос; 4 — магнитный фильтр; 5 — теплообменник; 6 — рубашка охлаждения

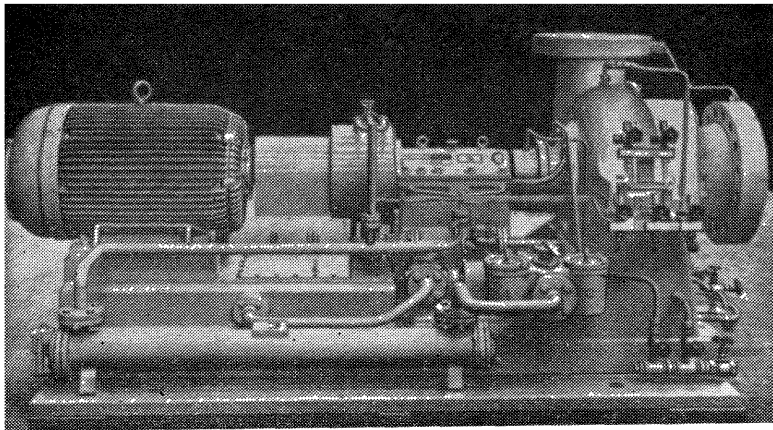


Рис. 206 Насос типа Ла-Монт фирмы «Хальберг» с расходом $350 \cdot 10^3$ кг/ч с термогидродинамическим торцовым уплотнением ($D_{\text{ш}} = 60$ мм; давление на входе равно давлению в уплотнении, 139 кгс/см²; $n = 1480$ об/мин; $t = 334^\circ\text{C}$)

кольцу 2, сечение которого увеличивается в направлении к опорному торцу.

Показанные на рис. 206 насосы типа Ла-Монт имеют одноступенчатые термогидродинамические торцовые уплотнения. Ввиду специфичности условий эксплуатации котловая вода поступает при температуре 334°C из напорного трубопровода насоса в теплообменник высокого давления, где охлаждается примерно до 40°C и направляется в зону уплотнения.

9.7.4. Торцовые уплотнения генераторов

Майер [189] и Ванке [292] уже отмечали проблемы уплотнения генераторов электростанций. Если давление в генераторе с водяным охлаждением невелико (около нескольких кгс/см²), то основные сложности уплотнения связаны с большими размерами и экстремальными осевыми перемещениями при переходе от пускового режима к рабочему [394].

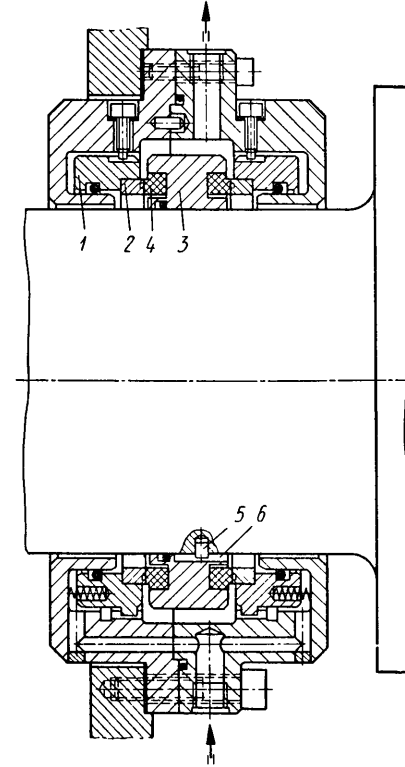


Рис. 207. Термогидродинамическое торцовое уплотнение двойного действия для генератора с водяным охлаждением [2*] ($D_{\text{ш}} = 225$ мм; $n = 3000$ об/мин; $v_g = 40,8$ м/с; $p_3 = 4$ кгс/см²; $t = 30 \div 60^\circ\text{C}$):

1 — неподвижное корпусное кольцо; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — вращающееся опорное кольцо; 4 — контрольное кольцо; 5 — стопор, предохраняющий от проворачивания; 6 — направляющий паз

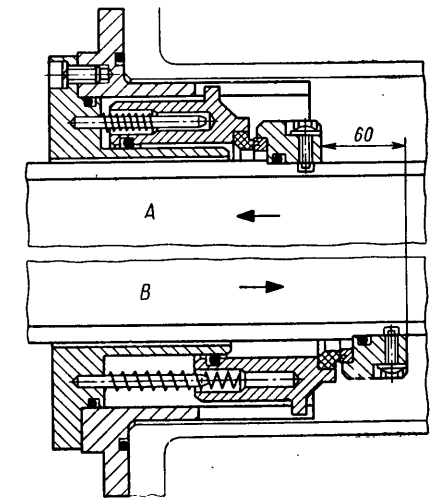


Рис. 208. Уплотнение турбогенератора с водяным охлаждением для атомной электростанции «Ринтхальс 111» (Швеция) мощностью 900 МВт [2*] с охлаждаемым водой под давлением реактором ($n = 3000$ об/мин; $v_g = 33$ м/с; $p_1 = 16$ кгс/см²):

A — рабочий режим; B — пусковой режим

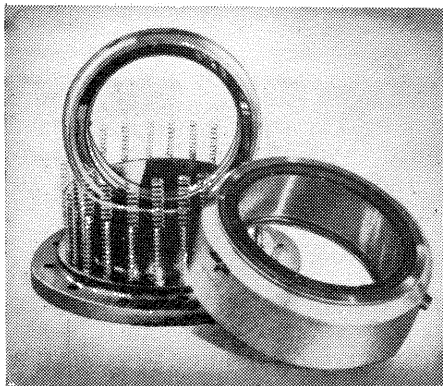


Рис. 209. Общий вид специального уплотнения, показанного на рис. 208 [2*]

В торцовых уплотнениях, показанных на рис. 208 и 209, максимальное осевое перемещение при переходе от пускового режима к рабочему составляет 60 мм. Возникающую в связи с этим проблему можно разрешить соответствующей предварительной и окончательной обработкой поверхностей скольжения в пазах и применением специальных шпонок с направляющими. Возможность применения подобных уплотнений для генераторов с водяным охлаждением в настоящее время определяется следующими зависящими от материалов пар трения максимальными наружными диаметрами (в мм) изготавливаемых неразъемных колец:

Антрацит, импрегнированный сурьмой	300
Карбид вольфрама	400
Антрацит, импрегнированный синтетической смолой	530

На рис. 207 показано термодинамическое торцовое уплотнение двойного действия с максимальным осевым продольным перемещением ± 6 мм, обеспечиваемым направляющим пазом 6. Для лучшей пригонки контактных поверхностей (в отличие от обычно применяемых конструкций) в этом случае конtringа, выполненные из угля, вставлены во вращающуюся опору 3, тогда как твердосплавные кольца 2 с канавками запрессованы в неподвижный кольцевой корпус 1.

9.7.5. Приспособления и вспомогательное оборудование

Как уже упоминалось в предыдущих разделах, высокую износостойкость и эксплуатационную надежность торцовых уплотнений часто получают только с помощью дополнительных устройств и специальных приспособлений, например систем охлаждения торцовых уплотнений, и приспособлений, препятствующих попаданию твердых частиц в их полости.

На рис. 210 приведена схема, используемая при перекачке (см. рис. 204) загрязненной перегретой воды. Пусть, например, согласно данным табл. 28 двухконтактный термометр 1 при 60°С включает предупредительный сигнал, а при 70°С отключает приводной двигатель. Чтобы частицы грязи не попали в зону уплотнения, часть потока от напорного штуцера насоса направляется для очистки в центробежный фильтр 3, затем охлаждается в холо-

дильнике высокого давления 6 и направляется в герметизируемую полость в качестве запирающей жидкости; в остальном контур охлаждения уплотнений соответствует показанному на рис. 188.

Ввиду необходимости длительной работы электростанций без обслуживания теплообменники делают исключительно из хромоникелевой стали с ориентировочной теплопроизводительностью 2500—30 000 ккал/ч. В современных установках эти теплообменники располагают преимущественно вертикально. Благодаря этому

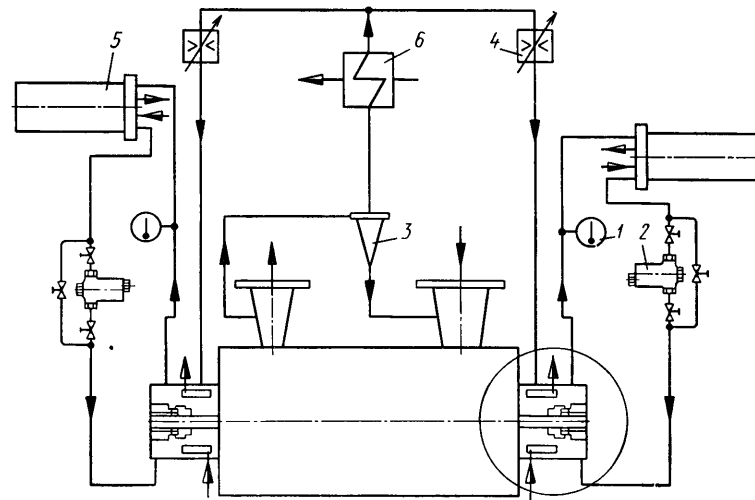


Рис. 210. Схема соединения устройств, применяемых с торцовыми уплотнениями, работающими со слегка загрязненной водой:

1 — двухконтактный термометр; 2 — магнитный фильтр; 3 — центробежный сепаратор; 4 — регулировочная дросселирующая шайба; 5 — теплообменник; 6 — холодильник высокого давления

с одной стороны, существенно увеличивается термосифонный эффект в периоды простоя или штопорного режима; а с другой стороны, можно очистить омываемую охлаждающей водой полость, расположенную со стороны входа, сняв наружную рубашку 7 и не демонтируя штуцеров, ввернутых во фланец. Полость с охлаждающей водой постоянно вентилируется через резьбовую пробку 5; не менее надежной должна быть и вентиляция полости с запирающей водой. Целесообразна ее независимая организация через наивысшие точки трубопроводов системы охлаждения (рис. 211 и 212).

В качестве охлаждающей жидкости на электростанциях преимущественно используют конденсат.

Сечения теплообменников следует выбирать с учетом напора, создаваемого насосным устройством торцового уплотнения, и гидросопротивления трубопроводов.

Рис. 213 иллюстрирует влияние гидравлического сопротивления теплообменников с различным внутренним диаметром на температуру охлаждающей жидкости на выходе из торцовых уплотнений. Теплообменники I и II имеют равную мощность и отличаются только сечением трубопроводов; однако в результате этого разность температур составляет около 22° С. Такая величина уже может весьма существенно сказаться на долговечности торцового

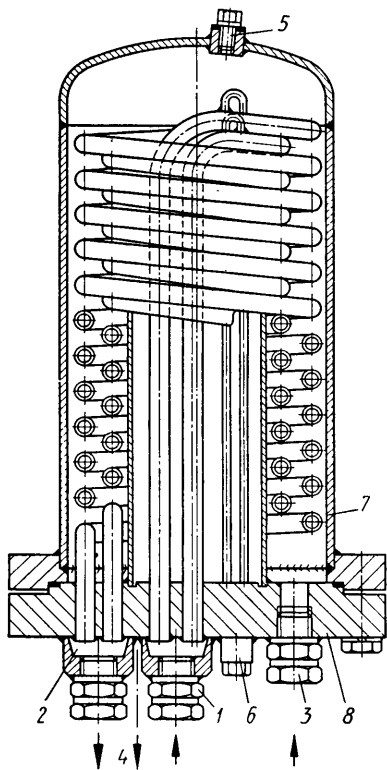


Рис. 211. Вертикальный теплообменник ориентировочной теплопроизводительности 20 000 ккал/ч, предназначенный для охлаждения торцовых уплотнений [2*]:

1 — вход запирающей воды; 2 — выход запирающей воды; 3 — вход охлаждающей воды; 4 — выход охлаждающей воды; 5 — вентиляция охлаждающей воды; 6 — вентиляция запирающей воды; 7 — наружная рубашка; 8 — фланец

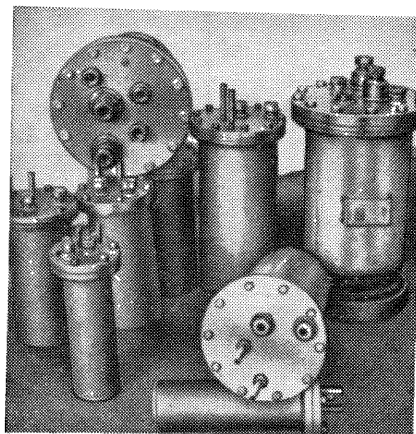


Рис. 212. Теплообменник для торцовых уплотнений, рассчитанный на ориентировочную теплопроизводительность 2500—20 000 ккал/ч [2*]

уплотнения. Поэтому в любом случае необходимо выбирать наиболее эффективное циркуляционное насосное устройство, обеспечивающее скорость течения 2—3 м/с.

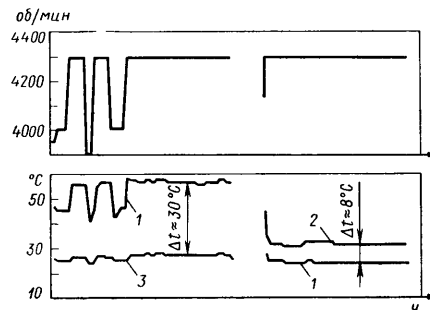
В особых случаях, когда для охлаждения приходится использовать бытовую воду, в которой наряду с карбонатами могут быть еще грязь и микроводоросли, то следует с каждой стороны уплотнения размещать по два параллельно соединенных теплообменника удвоенной теплопроизводительности (рис. 214). Благодаря этому необходимую очистку можно производить без остановки насосов.

Рис. 215 иллюстрирует влияние температуры воды при использовании башенного охладителя в различное время года с учетом данных табл. 28. Так как электростанции все больше и больше

переводят на башенное охлаждение, необходимо учитывать линейную зависимость температуры на выходе из корпуса уплотнения от температуры охлаждающей воды, определяемой, в свою очередь, временем года. В случае необходимости при очень

Рис. 213. Влияние сопротивления трению в трубах теплообменника на температуру воды на выходе из торцового уплотнения с диагональными канавками (см. рис. 187, з) согласно данным измерений, опубликованным акционерным обществом «Нордвестдойче крафтверке», г. Любек ($p_1 = 14,3$ кгс/см²; $n = 4300$ об/мин; $t = 193^\circ$ С):

1 — в теплообменнике I (5000 ккал/ч, внутренний диаметр охлаждающих труб 9 мм, $F = 0,63$ см²); 2 — в теплообменнике II (5000 ккал/ч, внутренний диаметр охлаждающих труб 12 мм, $F = 1,13$ см²); 3 — температура охлаждающей воды



высоких температурах охлаждающей воды следует заранее выбирать теплообменники увеличенной теплопроизводительности. Потребность каждого теплообменника в охлаждающей воде составляет около 0,5—3 м³/ч, и при необходимости должна варьироваться с учетом изменения температуры.

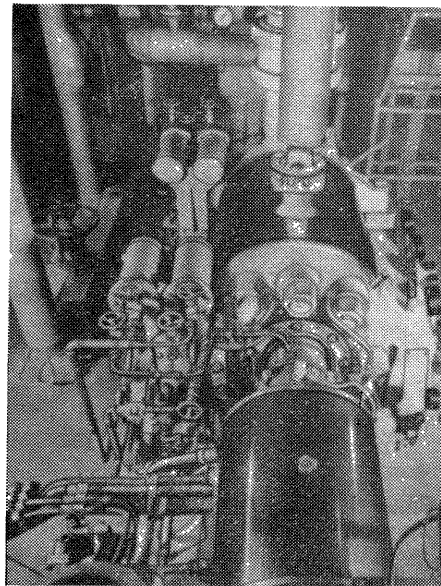


Рис. 214. Питательный насос котла с двумя параллельно соединенными теплообменниками, размещенными со стороны всасывания и нагнетания

Во избежание попадания к контактными поверхностям магнитных и прочих примесей целесообразно включать в контур охлаждения магнитные фильтры (рис. 216). Они представляют собой комбинацию сепаратора и фильтра. Чтобы по возможности уменьшить гидравлическое сопротивление, сетки фильтров делают с ячейками 25—100 мкм. Магнитные фильтры выпускают серийно из хромоникелевой стали, они рассчитаны на давление до 200 кгс/см², расход 1—4 м³/ч и внутренний диаметр штуцеров 25,4—63,5 мм.

Для непрерывной, в течение всего периода эксплуатации, очистки перекачиваемой среды рекомендуется параллельно включать два магнитных фильтра с использова-

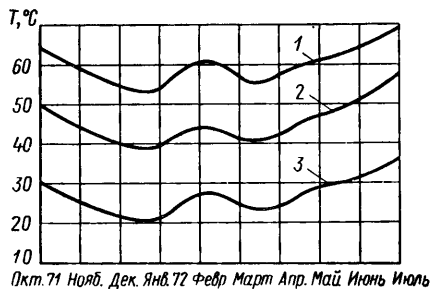


Рис. 215. Влияние насосных устройств торцовых уплотнений на температуру на выходе при башенном охлаждении в различные время года [393] ($D_{\psi} = 182$ мм; $p = 4850$ об/мин; $v_g = 51,2$ м/с; $p_1 = 18,5$ кгс/см²; $t = 185 \div 195^{\circ}$ C):

1 — термогидродинамическое торцовое уплотнение с диагональными канавками (см. рис. 187, г); $\Delta p = 0,4$ кгс/см²; 2 — термогидродинамическое торцовое уплотнение с насосной винтовой нарезкой (см. рис. 188), $\Delta p = 2,5$ кгс/см²; 3 — вода в охлаждающей башне

нием двухходового крана. Постоянные магниты 1 и сетчатый фильтр 2 очень быстро заменяют при снятии крышки 3.

Если в наличии нет чистой перекачиваемой или промывочной среды, соответствующей условиям эксплуатации, или если не создается избыточное давление p_3 , то от напорного трубопровода можно сделать ответвление и часть загрязненного продукта на-

править для очистки в центробежный фильтр и затем в полость уплотнения. В сепараторе, показанном на рис. 217, загрязненный продукт 1 входит в циклон. Твердые частицы, пройдя участок

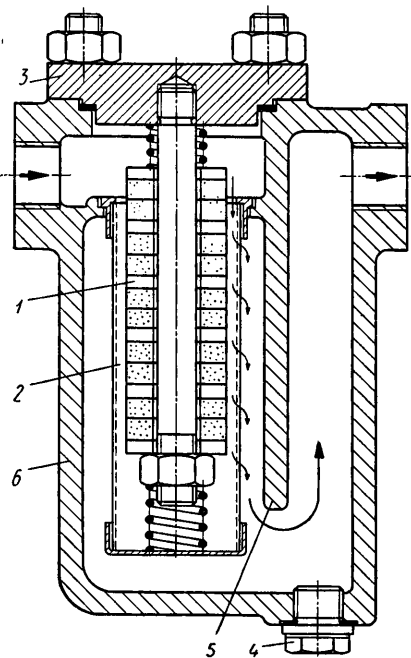


Рис. 216. Магнитный фильтр высокого давления, монтируемый на циркуляционных трубопроводах торцовых уплотнений [2*]:

1 — магнитный патрон; 2 — сетка фильтра; 3 — крышка корпуса; 4 — вентиляционная спускная пробка; 5 — направляющая стенка; 6 — корпус

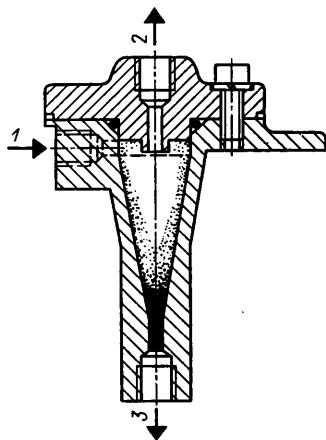


Рис. 217. Циклонный сепаратор, монтируемый на подводных трубопроводах торцовых уплотнений [1*]:

1 — вход загрязненной среды; 2 — выход очищенной среды; 3 — выход среды, содержащей твердые частицы

диффузора, приобретают высокую скорость вращения, вытесняются в наружные зоны и возвращаются через выпускной штуцер 3 в поток, поступающий в систему со стороны всасывания или более низкого давления. Очищенная жидкость из центра циклона через выходной штуцер 2 направляется в полость уплотнения, и непосредственно в зону поверхности трения.

Подлежащие сепарации частицы должны иметь больший удельный вес, чем основная жидкость. Перепад давлений на входе и выходе должен находиться в пределах 2—10 кгс/см². Степень сепарации твердых веществ в большей мере зависит от размера частиц, удельного веса, перепада давлений, скорости течения и конструкции циклона. Обычно удается извлечь 95—99,2% твердых веществ. Чем меньше частицы, тем сложнее их отделить. Например, из воды, содержащей песок, при перепаде давлений 7 кгс/см² извлекали 96—99,2% частиц размером 0,25 мкм, тогда как частицы размером 0,2 мкм удаляли лишь на 94,3%, а с величиной 0,06 мкм только на 87,3%.

При сильном абразивном действии частиц рекомендуется облицовывать циклон изнутри износостойким материалом. Однако упругие пластмассы применять нельзя вследствие их низкой предельной рабочей температуры.

9.8. Торцовые уплотнения на атомных электростанциях

Существенно более строгие требования необходимо предъявлять к уплотнениям ядерных энергетических установок (рис. 218), поскольку в этом случае особую весомость приобретают проблемы защиты окружающей среды, связанные с минимальными утечками, максимальной эксплуатационной надежностью и аспектами наивысшей экономической эффективности при наибольшей износостойкости.

Уже теперь ежедневные убытки от простоя атомной электростанции мощностью 1200 МВт составляют 600 000 марок ФРГ.

Как показывает опыт, аварийные отключения на атомных электростанциях были связаны прежде всего с проблемами герметизации, поэтому к торцовым уплотнениям нужно предъявлять особые требования в отношении конструкции, материалов, технологии, гарантирующих их свойства. Обеспечить соответствие эксплуатационным условиям, характеризующимся высокими давлениями, температурами и уровнем радиации, делающим агрегаты недопустимыми при их работе и усложняющим их обслуживание, можно, как правило, только с помощью специальных конструкций при больших затратах на исследование и разработку. Требования в отношении эксплуатационной надежности торцовых уплотнений, в отличие от обычных изделий, обуславливают принятие исключительных мер по обеспечению их качества, при этом часто невозможно опробование узла у изготовителя.

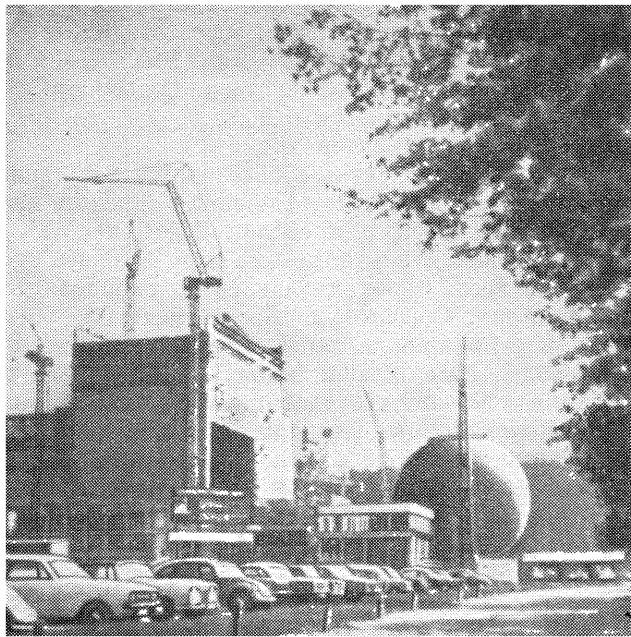


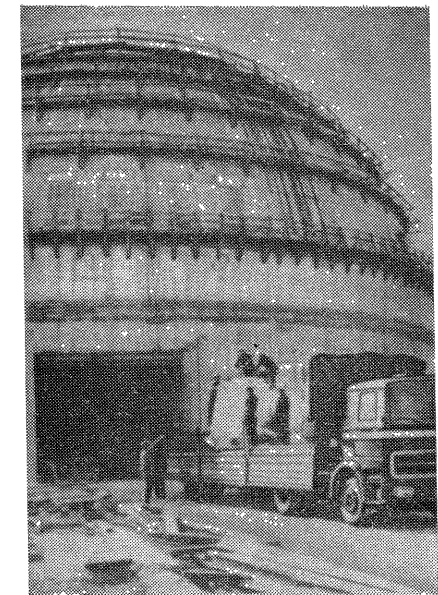
Рис. 218. Кипящий реактор атомной электростанции «ККИ-ИЗАР» мощностью 900 МВт в состоянии монтажа

9.8.1. Торцовые уплотнения первичного контура

Для каждой электростанции (рис. 219) требуются насосы различных конструкций и размеров. В первичном контуре установки они не отличаются от применяемых на обычных электростанциях. Однако к насосам систем охлаждения, обеспечения и безопасности, перекачивающим радиоактивные среды, предъявляют требования, часть которых выполнима лишь с использованием специальных конструкций. Исключительны и требования в отношении условий работы и безопасности. В настоящее время преобладают реакторы, работающие с обычной водой, причем несколько большее предпочтение отдается вероятно не кипящим, а охлаждаемым под давлением. Однако параллельно ведется разработка быстродействующих реакторов-размножителей с натриевым охлаждением. Кроме того, имеется ряд других типов реакторов, которые будут еще указаны.

В качестве конструкционных металлов для торцовых уплотнений используют в основном высокопрочные хромоникелевые или хромомолибденовые стали. Нецелесообразно применение материалов с большими периодами полураспада. Однако возможность

Рис. 219. Насос первичного контура фирмы «КСБ», предназначенный для охлаждаемого водой под давлением реактора в момент разгрузки на атомной электростанции «КЭС Штаде» мощностью 630 МВт



применения материала в уплотнении сильно зависит от специфики работы в условиях атомной электростанции и еще больше — от свойственной ему скорости коррозии или износостойкости.

Это объясняется тем, что единственно решающим фактором обычно бывает как занесение неактивных продуктов коррозии или износа в зону повышенного излучения, так и отложение облученных частиц в мертвых пространствах. Кроме того, в реакторах, работающих с обычной водой, необходимо обеспечить стойкость к воздействию борной кислоты различной концентрации. Если металлические детали и уплотнительные кольца, изготовленные из углекерамических или карбидных материалов, весьма стойки к облучению, то эластомеры выдерживают лишь весьма ограниченные дозы (табл. 29).

При действии излучения изменяются твердость, прочность на растяжение и амортизационная способность упругих уплотнений, т. е. три фактора, главным образом влияющие на герметизирующую функцию колец круглого сечения. Под влиянием облучения происходит образование сетчатых молекул, в резуль-

Таблица 29

Рекомендуемые значения доз облучения, допускаемых для эластомеров

Материал	Температура, °С	Суммарная доза облучения, Мрад	Материал	Температура, °С	Суммарная доза облучения, Мрад
Полиэтилен	20	0,5	Витон	20	5—10
Пербулан	20	1—3	Бутиловый каучук	20	40—60
Фтористый этилен-пропилен	20	3—5	Этилен-пропилен	20	50—100
Фтористый силикон	20	5—10	Силикон	20	50—100
			Силикон	100	10—20

тате по мере увеличения дозы повышается твердость, снижается прочность на растяжение и уменьшается амортизационная способность. С повышением температуры эти показатели еще больше ухудшаются. На атомных электростанциях применяют преимущественно кольца круглого сечения из специального этилен-пропилена.

9.8.1.1. Торцовые уплотнения реакторов, охлаждаемых водой под давлением

Главные насосы системы охлаждения реакторов, работающих с водой под давлением, строят в соответствии со следующими параметрами.

Диаметр вала D_W	До 260 мм
Расход	До 33 000 м ³ /ч
Напор	До 140 м
Рабочее давление	До 170 кгс/см ²
Рабочая температура	До 300° С
Скорость вращения	До 3 000 об/мин
Мощность двигателя	До 12 000 кВт

В прежних конструкциях высокое внутреннее давление рециркулировали многоступенчатой комбинацией уплотнений (рис. 220).

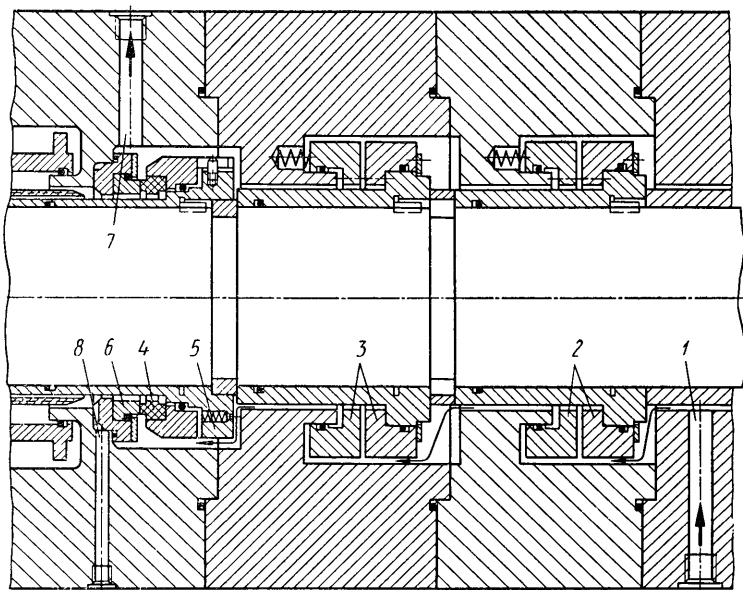
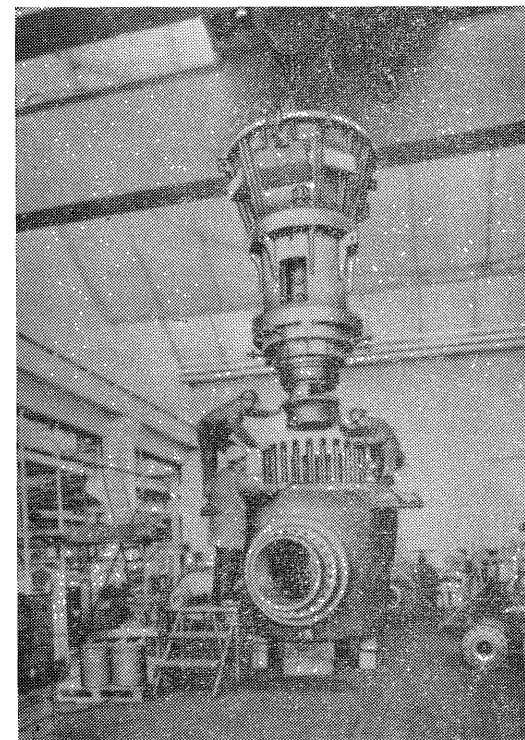


Рис. 220. Комбинированное уплотнение выпускаемого фирмой «КСБ» насоса первичного контура, обслуживающего охлаждаемой водой под давлением реактор атомной электростанции «КВО Обригхайм» ($D_W = 182$ мм; $p_1 = 140 \div 150$ кгс/см²; $n = 1490$ об/мин; $v_g = 17,2$ м/с):

1 — подвод запирающей воды при расходе около 1,5 м³/ч и температуре 40—50° С; 2 — первое гидростатическое щелевое кольцевое уплотнение; 3 — второе гидростатическое щелевое кольцевое уплотнение; 4 — термогидродинамическое резервное уплотнение; 5 — разгрузочная втулка со стопором; 6 — неподвижное контрольное кольцо; 7 — отвод запирающей жидкости; 8 — отбор утечек

Рис. 221. Монтаж изготовленного фирмой «КСБ» циркуляционного насоса типа RER 700, обслуживающего первичный контур реактора атомной электростанции «Обригхайм» (расход 14 550 м³/ч; $n = 1490$ об/мин; $p_1 = 144$ кгс/см²; $t = 284^b$ С)



Если каждое из гидростатических щелевых уплотнений 2 и 3 понижает давление примерно на 70 кгс/см² при утечке 400—500 л/ч, то резервное уплотнение 4 работает при давлении 5—10 кгс/см² и утечке около 100 см³/ч. Однако это уплотнение рассчитано на восприятие полного рабочего давления, действующего на него, например, в процессе остановки.

По состоянию на 31 января 1974 г. термогидродинамические уплотнения фирмы «Бургман», установленные на насосах I и II, проработали без ремонта соответственно 38 697 и 38 225 ч. В связи с последней сменой топлива в сентябре 1973 г. (к этому моменту уплотнения проработали 35 000 ч) эти уплотнения были проверены повторно. После признания уплотнений как абсолютно новых, они опять были установлены на свое место. По соображениям безопасности при инспекционных осмотрах (один раз в два года), несмотря на безупречное состояние колец круглого сечения, их заменяют новыми, изготовленными из специального этилен-пропилена Е IV1/8.

Так как в рабочем режиме в уплотнении циркулирует тщательно очищенная запирающая вода, то доза радиации составляет лишь около 15 рад/ч. Этот уровень нейтронного излучения при работе остается постоянным. При простоях возникает небольшое гамма-излучение. Уровень радиации возрастает только в первые два года эксплуатации, а затем остается неизменным.

Атомная электростанция «Обригхайм» (рис. 221) в 1973 г. достигла коэффициента использования по времени около 90% и по этому показателю занимает ведущее место среди всех ядерных

реакторов. Средний коэффициент использования за период с момента пуска в марте 1969 г. до декабря 1973 г. составлял 84%, что является выдающимся эксплуатационным достижением, которое отчасти объясняется надежной работой систем уплотнений в насосах первичного контура.

В табл. 30 приведены данные Хонольда [126] для различных видов уплотнений (термогидродинамических торцовых, гидростатических щелевых, с плавающими кольцами), работающих при перепаде давлений 150 кгс/см² и скорости скольжения около 20 м/с на валах диаметром 200 мм. Тенденция развития торцовых уплотнений, которую Хонольд предвидел уже в 1969 г., подтверждена.

Таблица 30

Показатели уплотнений валов по данным Хонольда [126],
($p = 150$ кгс/см², $D_W = 200$ мм, $n = 1470$ об/мин)

Уплотнение	z	Q_L , м ³ /ч	N_R , кВт	N_E , кВт	N_{Th} , кВт	Q_K , м ³ /ч
Гидродинамическое торцовое	2—3	0,001 *	13,5	≈ 1	8	3—5
Гидростатическое щелевое	1—2	0,3—1,0	3	1—4	14—46	> Q_L
С плавающими кольцами	8	10—25 **	5—10	40—100	460—1150	≈ Q_L

z — необходимое число последовательно располагаемых уплотнений (ступеней); Q_L — утечка; N_R — мощность механических потерь на трение в z уплотнениях; N_E — мощность, необходимая для подпитки с целью компенсации утечек Q_L и восстановления давления в системе; N_{Th} — тепловая мощность, теряющаяся в результате охлаждения количества жидкости равного Q_L ; Q_K — количество воды, необходимое для охлаждения системы уплотнений.

* Через двухходовый кран, распределяющий давление по ступеням, происходит дополнительная утечка в размере около 0,2 м³/ч.

** Эта величина зависит от диаметрального зазора.

Существенные трудности пришлось преодолеть при изготовлении карбидных и углеродкерамических уплотнительных колец, предназначенных для работы на валу большого диаметра при очень высоких давлениях. Чтобы избежать демонтажа уплотнений при испытаниях контура статическим напором до 235 кгс/см², пришлось вновь существенно расширить пределы применимости этих узлов по давлению. Для торцовых уплотнений насосов первичного контура реакторов, охлаждаемых водой под давлением, рекомендуется понижать напор в три ступени (по 50 кгс/см² на каждую), причем каждое уплотнение рассчитывают, разумеется, на полную рабочую нагрузку и на увеличенное на 50% максимальное безопасное давление, установленные правилами приемки. При неизменных условиях работы утечки через каждое из таких торцовых уплотнений составляют около 10 л/ч.

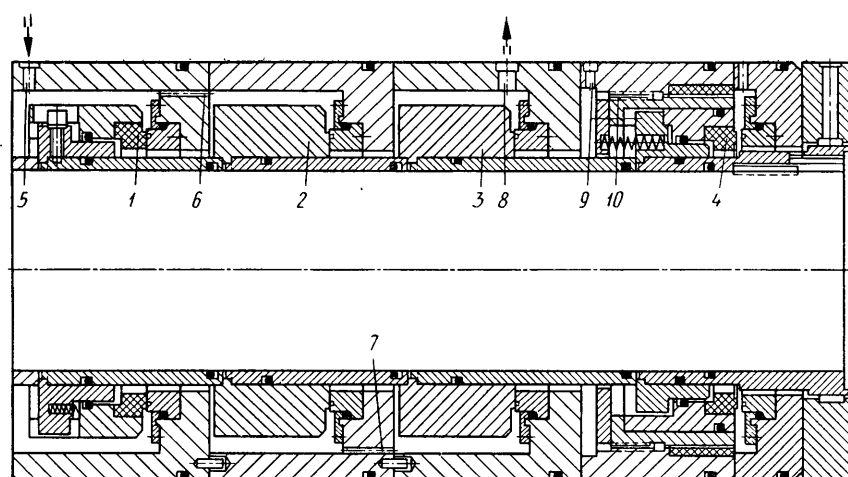


Рис. 222. Термогидродинамическое комбинированное уплотнение насоса первичного контура реактора типа Ново-Воронежского, охлаждаемого водой под давлением [2*]:

1 — первое торцовое уплотнение; 2 — второе торцовое уплотнение; 3 — третье торцовое уплотнение; 4 — бесконтактное уплотнение, срабатывающее при обратном ударе жидкости; 5 — вход запирающей воды; 6 — первый дроссель; 7 — второй дроссель; 8 — выход запирающей воды с дроссельным устройством; 9 — отбор утечек; 10 — запирающее устройство

На рис. 222 и 223 показано термогидродинамическое комбинированное уплотнение фирмы «Бургман» для насоса первичного контура охлаждения водой под давлением реактора типа Ново-Воронежского, причем внутреннее давление, равное 152 кгс/см², понижается в три примерно равные ступени с помощью предусмотренных для этого дросселей 6, 7 и 9. Для охлаждения уплотнений через штуцер 5 подается холодная запирающая вода под давлением 155 кгс/см².

Каждое из трех уплотнений рассчитано на полное рабочее давление, так что при выходе из строя одного из них не нужно

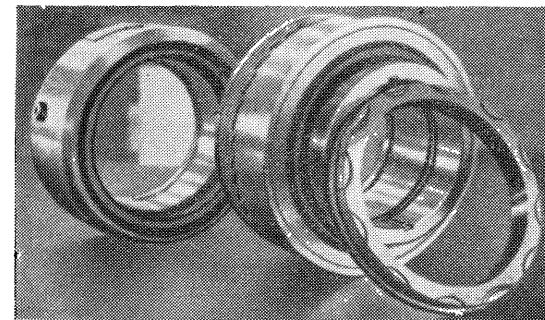


Рис. 223. Бесконтактное уплотнение 4, работающее при обратном ударе жидкости, и торцовое уплотнение 3, показанные на рис. 222 ($D_W = 170$ мм; $p_1 = 152$ кгс/см²; $n = 1490$ об/мин; $v_g = 15,4$ м/с).

останавливать насос. При вертикальном расположении насоса его надежная работа в режиме торможения, вызванного отказом одного из основных уплотнений, обеспечивается подключением в схему четвертого, резервного, обычно бесконтактного вращающегося совместно с другими. Если это резервное уплотнение 4 омывается жидкостью, то бесконтактный герметизирующий зазор обычно закрывается под действием осевой составляющей усилия, возникающего в запирающем устройстве, которое представляет

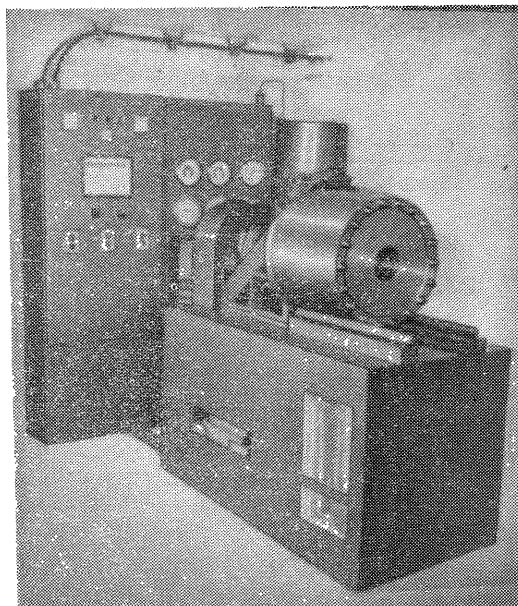


Рис. 224. Испытательный стенд для проверки работы уплотнений насосов первичного контура ($p_1 \leq \leq 200 \text{ кгс/см}^2$; $D_W \leq \leq 260 \text{ мм}$; $N \leq 90 \text{ кВт}$; $n \leq 3000 \text{ об/мин}$)

собой комбинацию встречной насосной винтовой нарезки и очень узкой дроссельной щели, обеспечивающих работоспособность устройства и в аварийном режиме.

В соответствии со строгими требованиями в отношении безопасности каждое из таких торцовых уплотнений высокого давления реакторных установок перед окончательной приемкой сначала подвергается тщательным многочасовым испытаниям на стенде, показанном на рис. 224.

При этом с целью компенсации осевых усилий до максимального внутреннего давления насоса [при скорости его нарастания $\pm 10 \text{ кгс/(см}^2 \cdot \text{с)}$] нагружаются сразу два уплотнения (рис. 225); одновременно снимается диаграмма давление—мощность и измеряются утечки.

При нормальном снижении давления на 50 кгс/см^2 в каждой ступени утечка составляет около нескольких литров в час; в но-

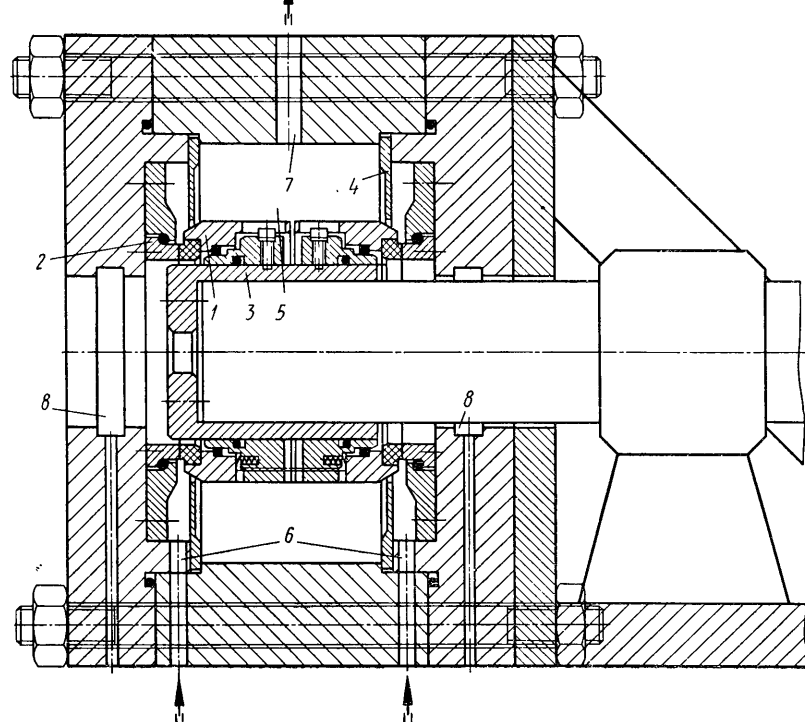


Рис. 225. Высоконапорный стенд для испытаний реакторных уплотнений [2*]:

1 — вращающееся уплотнительное кольцо; 2 — неподвижное контрольное кольцо; 3 — втулка вала; 4 — направляющая прокладка; 5 — полость уплотнения; 6 — вход запирающей жидкости; 7 — выход запирающей жидкости; 8 — отбор утечек

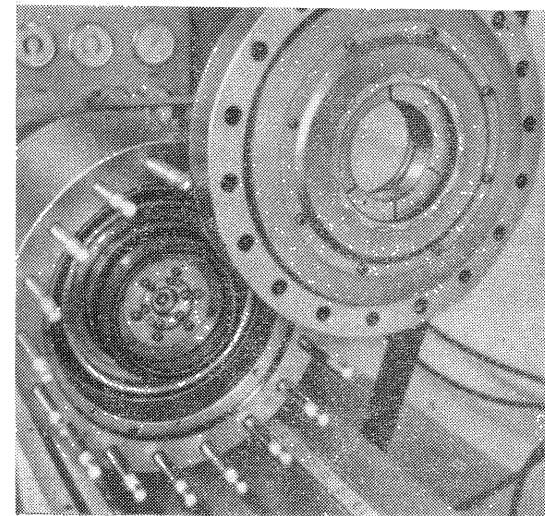


Рис. 226. Встроенное термогидродинамическое торцовое уплотнение насосов для перекачки воды под давлением в первичном контуре реактора мощностью 1200 МВт, установленного на атомной электростанции «Биб-лис-Б»

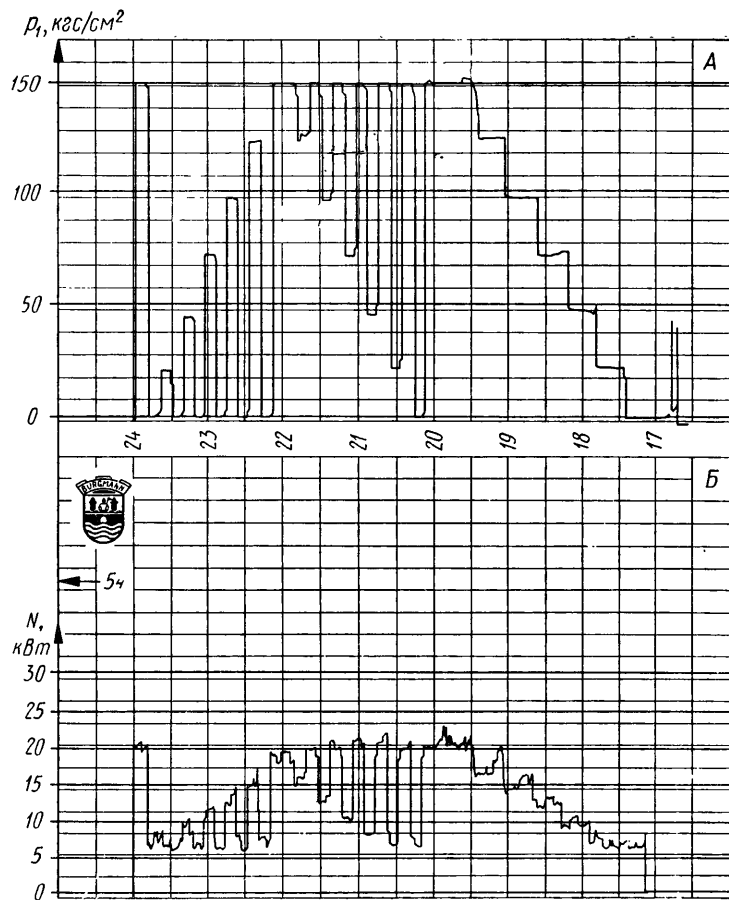


Рис. 227. Диаграмма приемочных испытаний двух уплотнений, предназначенных для атомной электростанции «Библис-Б» [$D_W = 180$ мм; $v_g = 17,8$ м/с; скорость изменения давления ± 10 кгс/(см²·с)]:

А — диаграмма давление—мощность для двух уплотнений (3 и 4) типа HSV 2/180, предназначенных для выпускаемых фирмой «КСБ» насосов типа RER 800, устанавливаемых в первичном контуре [$n = 1500$ об/мин; $v_g = 17,8$ м/с; $t = 25 \div 35^\circ \text{C}$; скорость изменения давления ± 10 кгс/(см²·с)]; Б — изменение стеновой мощности холостого хода

вейших конструкциях со стабилизированным уплотнительным зазором она даже при максимальном давлении не превышает 10 л/ч. Обычно в период приработки средствами измерений не удается обнаружить износ таких термогидродинамических торцовых уплотнений.

На рис. 226 показано термогидродинамическое уплотнение насоса первичного контура атомной электростанции «Библис-Б» перед его окончательной приемкой, а на рис. 227 — соответствующую

диаграмма приемочных испытаний при постоянной скорости вращения $n = 1500$ об/мин. Вследствие термогидродинамического эффекта (рис. 228) с увеличением давления p_1 , как и скорости скольжения v_g , коэффициент трения f снижается, поэтому подобные торцовые уплотнения обладают внутренним, весьма существенным резервом надежности при тепловых перегрузках.

На рис. 229 показан насос первичного контура реактора,

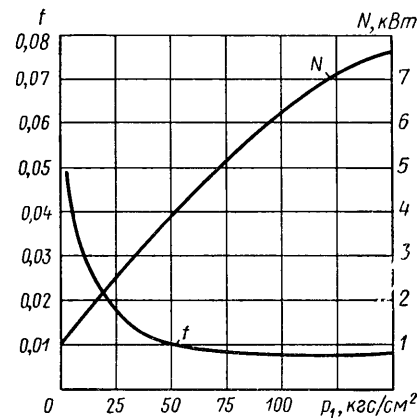


Рис. 228. Изменение коэффициента трения f и потерь мощности N при испытаниях торцовых уплотнений (рис. 227) выпускаемых фирмой «КСБ» насосов первичного контура атомной электростанции «Библис-Б» (диаметр втулки вала 205 мм; $n = 1500$ об/мин)

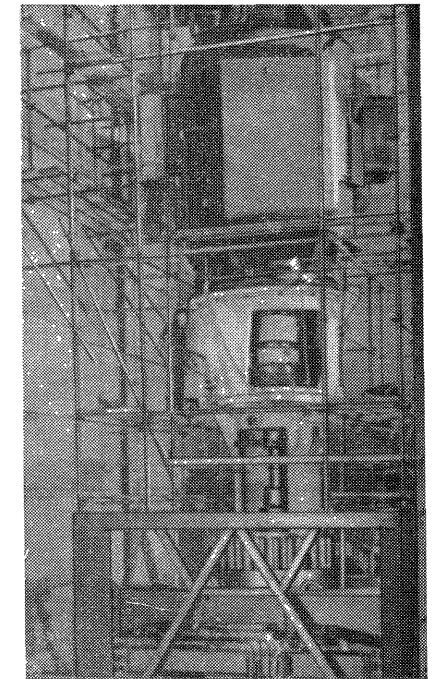


Рис. 229. Испытания полной нагрузкой главного насоса типа RER 800 для перекачки охлаждающей воды под давлением в контуре реактора мощностью 1300 МВт атомной электростанции «Унтервезер» ($D_W = 180$ мм; $p_1 = 153$ кгс/см²; $n = 1490$ об/мин; $t = 290^\circ \text{C}$; напор 95 м вод. ст.; расход 24 000 м³/ч; максимальная мощность двигателя 8650 кВт)

охлаждаемого водой под давлением, при испытаниях на стенде фирмы «КСБ — Кернкрафтверкспумпен». В последней и предпоследней ступенях комбинированного герметизирующего узла установлены термогидродинамические торцовые уплотнения.

После того, как подобные термогидродинамические торцовые уплотнения к началу 1974 г. от момента пуска проработали без ремонта уже по 38 000 ч (атомная электростанция «Обриксхайм») и 15 000 ч (АЭС «Штаде»), изготовившая их фирма «Феодор Бург-

ман дихтунгсверк» считает возможным гарантировать работу таких уплотнений в течение 10 000 ч, или в течение двух лет после пуска, или в течение пяти лет после отгрузки.

9.8.1.2. Торцовые уплотнения реакторов, содержащих кипящую воду

В реакторах с кипящей водой давление уплотняемой среды и размеры герметизирующих узлов меньше, зато скорость вращения выше, к тому же она регулируется в зависимости от условий

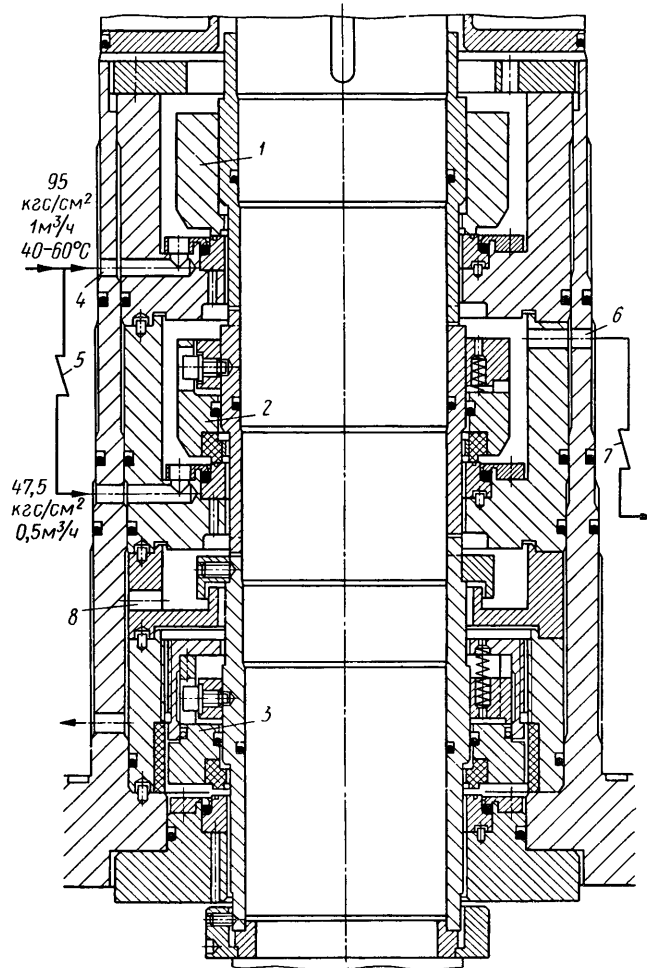


Рис. 230. Современное комбинированное уплотнение для выпущенных фирмой «КСБ» насосов первичного контура кипящего реактора мощностью 1250 МВт атомной электростанции «Крюгемель» [2*] ($p_1 = 71 \div 90$ кгс/см²; $n = 400 \div 2000$ об/мин):

1 — первое основное уплотнение; 2 — второе основное уплотнение; 3 — резервное уплотнение; 4 — вход запирающей воды; 5 — дроссель; 6 — выход запирающей воды; 7 — дроссель; 8 — отбор утечек

эксплуатации. Концентрация борной кислоты в большинстве случаев находится в пределах 1000 мг/л.

Главные насосы для перекачки хладагента в контурах реакторов, содержащих кипящую воду, среди которых различают внутренние и наружные, характеризуются следующими параметрами.

Вариант	Внутренний	Наружный
Диаметр вала D_w , мм	До 150	До 180
Расход, м ³ /ч	До 12 000	До 14 000
Напор, м вод. ст.	До 55	До 270
Рабочее давление, кгс/см ²	До 75	До 90
Рабочая температура, °С	До 300	До 300
Частота вращения, об/мин	До 2 000	До 3 000
Мощность двигателя, кВт	До 2 000	До 10 000

Вследствие расположения таких насосов с регулируемой частотой вращения в нижних зонах реактора, в которых скапливаются продукты износа уплотнений, а также переменного режима

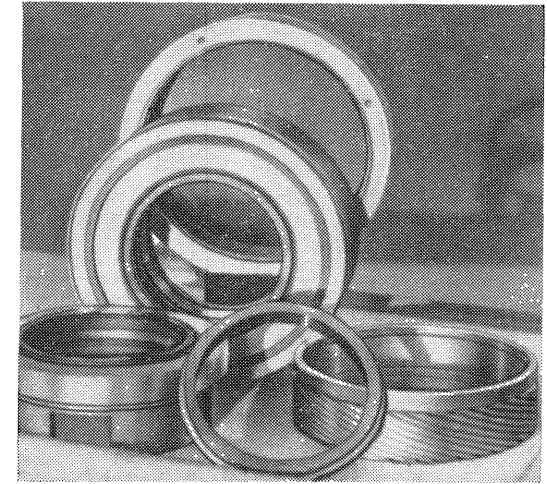


Рис. 231. Комплект уплотнения института ядерных исследований «Гроссвельцхайм» для прототипа насоса фирмы «КСБ» ($D_w = 142$ мм; $p_1 = 90$ кгс/см²; $n = 400 \div 2100$ об/мин)

работы щелевые уплотнения себя не оправдали. Сначала соответствующие полости герметизировали стандартными торцовыми уплотнениями, смонтированными по трехступенчатой тандемной схеме. В связи с существенным прогрессом, применением термогидродинамических торцовых уплотнений, давление сейчас снижается в две ступени.

В кипящих реакторах, как и в охлаждаемых водой под давлением, каждое уплотнение рассчитывают на полный рабочий напор (рис. 230), который может восприниматься любой отдельной ступенью в течение длительного времени. В случае неполадок резервное уплотнение 3 обеспечивает надежную герметизацию в процессе торможения насоса и при последующем простое (рис. 231).

На рис. 232 показана диаграмма давление—мощность, снятая в процессе приемочных испытаний двух уплотнений при скорости изменения давления ± 10 кгс/(см²·с).

Эти торцовые уплотнения новой конструкции (см. рис. 231) почти не изменяют конфигурации даже при очень высоких скоро-

стих нагрузок деформировалось гораздо больше, чем контрольное из карбида вольфрама (рис. 235, в).

Из рис. 234, а, б видны различия в потерях мощности N и утечках Q двух идентичных уплотнений.

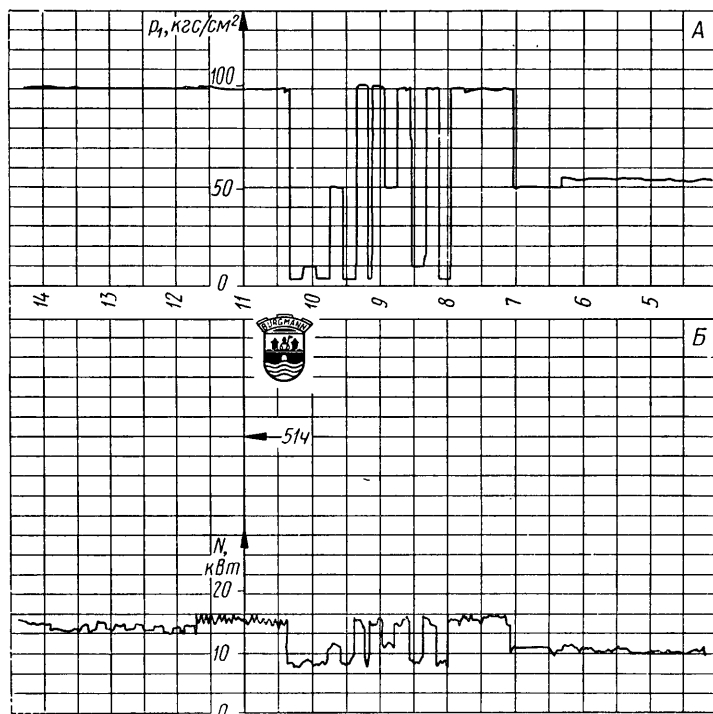


Рис. 232. Диаграмма приемочных испытаний двух термогидродинамических торцовых уплотнений ($D_{\text{ш}} = 142$ мм; $n = 2100$ об/мин; перепады давления до 100 кгс/см²):

А — диаграмма давление—мощность, снятая при испытаниях двух (3/73 и 4/73) уплотнений HSV 2/142 для прототипа насоса SKK PER 500 [$n = 2100$ об/мин; $t = 32 \div 41^\circ \text{C}$; скорость изменения давления ± 10 кгс/(см²·с)];
Б — стеновая мощность холостого хода

стях изменения давления ± 10 кгс/(см²·с), так что утечки в исследованном диапазоне не превышали 5 л/ч. Износ невозможно было измерить даже после окончания испытаний, длившихся 100 ч (рис. 233 и 234).

И без того весьма надежная работа обычных термогидродинамических торцовых уплотнений существенно улучшилась при усилении металлическим каркасом угольного кольца, которое вследствие низкого модуля упругости при воздействии сжимаю-

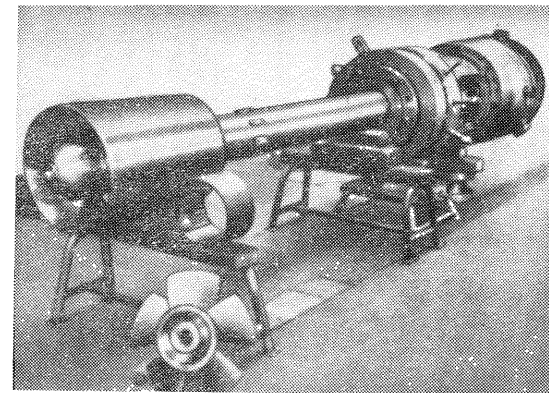


Рис. 233. Предварительно собранный прототип внутреннего главного насоса для перекачки хладагента в контуре кипящего реактора

В торцовом уплотнении типа HSV гидродинамика циркуляционных канавок благодаря конструкции лучше, поэтому потери мощности при давлении $p_1 = 100$ кгс/см² примерно на одну треть ниже. Различия в утечках, наблюдаемые в этом диапазоне, даже

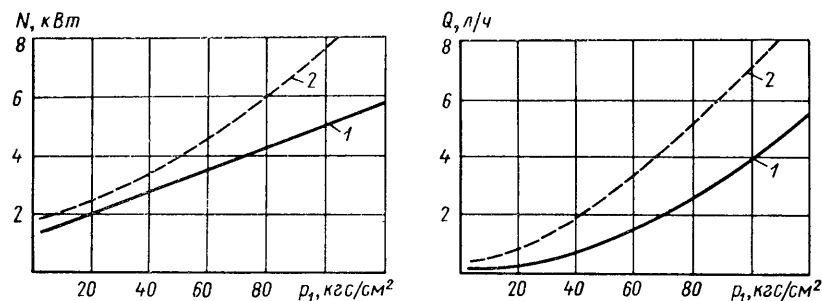


Рис. 234. Утечка Q и потери мощности N в термогидродинамических торцовых уплотнениях для кипящих реакторов ($D_{\text{ш}} = 142$ мм; $n = 2100$ об/мин; $v_g = 16,8$ м/с; $t = 35 \div 55^\circ \text{C}$).

1 — уплотнение типа HSV с угольным кольцом повышенной жесткости при сжатии [2];
2 — уплотнение типа HS в стандартном исполнении [2]

еще больше свидетельствуют в пользу этой конструкции. Торцовые уплотнения со стабилизированным зазором, кроме того, менее чувствительны к изменению давления и более износостойкие.

Как видно из рис. 235, в приведенных эксплуатационных условиях и при давлении $p_1 = 100$ кгс/см² можно ожидать удвоения

Долговечности термогидродинамического торцового уплотнения типа HSV с угольным кольцом, усиленным металлокаркасом (вариант *в*), по сравнению с вариантом *б*. Дальнейшие преимущества

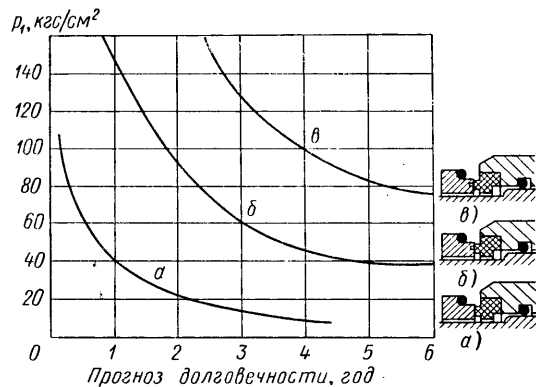


Рис. 235. Прогноз долговечности торцовых уплотнений при непрерывной эксплуатации в реакторных насосах [2] (пара трения карбид вольфрама/антрацит; $D_W = 100 \div 150$ мм; $n = 1000 \div 2000$ [об/мин; $t = 40 \div 60^\circ \text{C}$)

a — разгруженное торцовое уплотнение типа Н; *б* — термогидродинамическое торцовое уплотнение типа НS; *в* — термогидродинамическое торцовое уплотнение со стабилизированным зазором типа HSV

закljučаются в появившейся теперь возможности уменьшить ширину зазора, тем самым понизить выделение теплоты, а также в том, что такие уплотнения уже не нужно больше испытывать в насосах статическим напором, на 50% превышающим нормальное рабочее давление.

9.8.1.3. Торцовые уплотнения специальных реакторов

Хотя в обозримом будущем еще будут преобладать реакторы с водяным охлаждением, уже теперь строят и эксплуатируют прототипы новых установок.

Особое значение имеют реакторы-размножители на быстрых нейтронах, которые в 80-х годах будут играть важную роль в энергоснабжении. Особые преимущества в отношении размеров системы заключены в возможности безнапорной перекачки жидкого натрия, имеющего очень высокую точку кипения. Поэтому в низконапорной реактивной установке можно вырабатывать перегретый пар высокого давления для современных турбоагрегатов, достигая при этом высоких значений термодинамического КПД. Так как контакт воды и натрия недопустим из-за опасности взрыва, то к насосам, перекачивающим жидкий натрий в первичном и вторичном контурах, следует предъявлять особые требования с точки зрения безопасности (рис. 236).

Натрий, затвердевающий примерно при 100°C , перекачивается насосом при температуре $500\text{--}600^\circ \text{C}$. Между насосом и первым торцовым уплотнением двойного действия предусмотрена уравнительно-компенсационная полость, в которой защитная газовая (аргонная) подушка удерживает жидкость на определенной высоте. Для уменьшения утечек масла в полости насоса предусмотрены контркольца с двухпорным упругим опиранием, хорошо ком-

пенсующие механические и температурные деформации крупно-размерных корпусных деталей. Кроме того, дополнительная надежность, в предохранении и от диффузионных утечек аргона, создается последовательной установкой двух колец круглого сечения.

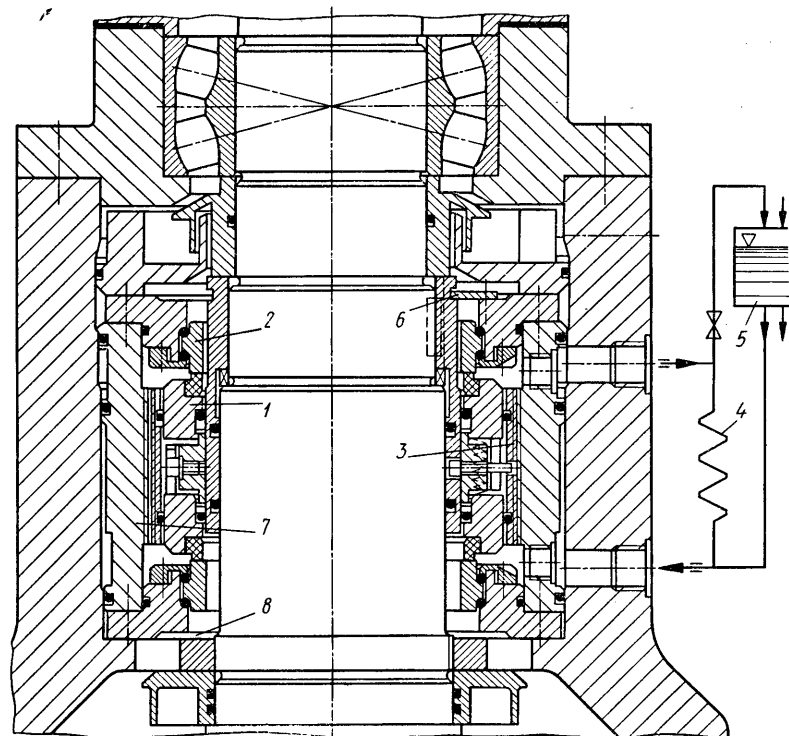


Рис. 236. Торцовое уплотнение двойного действия патронной конструкции насоса фирмы «Сторк» (Нидерланды) с расходом $5000 \cdot 10^3$ кг/ч, предназначенного для перекачки жидкого натрия в первичном контуре реактора на быстрых нейтронах атомной электростанции мощностью 300 МВт «Калькар» [2] ($D_W = 210$ мм; $n = 960$ об/мин; $p_3 = 6$ кгс/см²):

1 — торцовое уплотнение двойного действия; 2 — двухпорное контркольцо; 3 — напорная винтовая нарезка; 4 — воздушный радиатор; 5 — заправочная емкость; 6 — монтажный калибр; 7 — корпус уплотнения; 8 — газонаполненная полость

Исходя из требований безопасности в аварийных ситуациях, уплотнение рассчитано на максимальное давление 18 кгс/см². Запирающее масло перекачивается насосным устройством 3 через воздушный радиатор 4. Уже на этом этапе по условиям безопасности не нужно устанавливать водяной холодильник. Утечки компенсируются из заправочной емкости 5, причем напор запирающей жидкости регулируется в зависимости от внутреннего давления p_1 в насосе. Уплотнения выполняют в виде быстросменных

патронных конструкций, чтобы по возможности сократить про-
стои при контрольных осмотрах и неисправностях.

Для реакторов с замедлителем из тяжелой воды основным тре-
бованием является получение минимально возможного уровня
утечек и их возврат, поскольку 1 л тяжелой воды (D_2O) в настоя-
щее время стоит 300—400 марок
ФРГ. Газообразные утечки этого
продукта поглощаются и кон-
денсируются сухим холодным за-

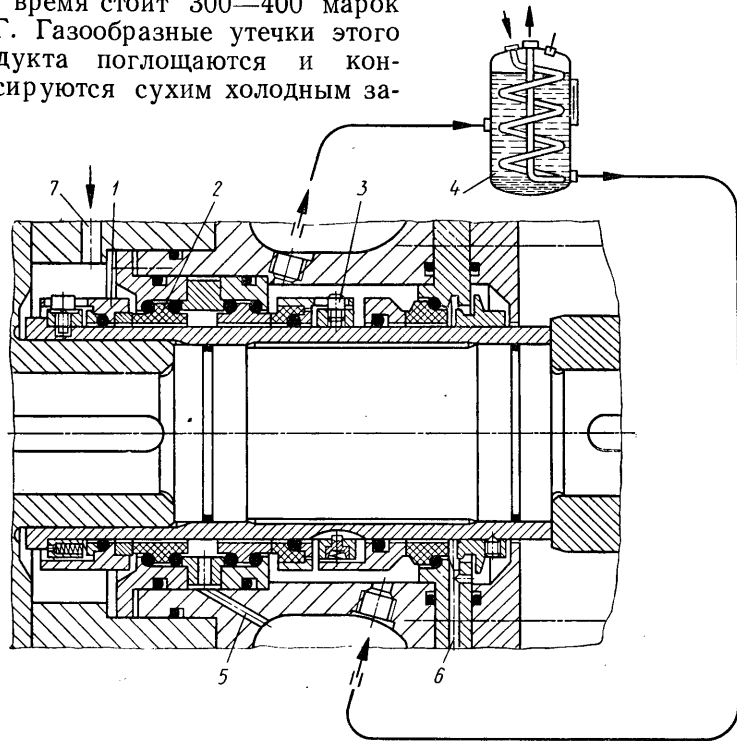


Рис. 237. Уплотнение к насосу фирмы «Андритц», предназначенному
для перекачки замедлителя в тяжеловодно-углекислотном реакторе
с напорными трубами мощностью 100 МВт на атомной электростанции
«Нидерайхбах» [2]:

1 — основное, нагруженное уплотнение; 2 — контрольцо; 3 — двойное уплот-
нение; 4 — термосифонный резервуар; 5 — отбор утечек; 6 — дренаж; 7 — ка-
нал внутренней циркуляции

пирающим газом в канале 5 (рис. 237). Под действием нейтронного
излучения из тяжелой воды образуется сильноядовитый элемент
третий; необходимо воспрепятствовать его попаданию в реактор-
ное помещение. Поэтому вслед за основным уплотнением 1 уста-
навливают резервное уплотнение двойного действия 3. При пере-
даче в 1968 г. заказа на торцовые уплотнения к насосам для пере-
качки замедлителя в реакторе с напорными трубами (г. Ниде-
райхбах) впервые было выдвинуто требование о безотказной ра-
боте в течение 8000 ч и о гарантии с 200%-ным запасом очень

малых ($5 \text{ см}^3/\text{ч}$) утечек тяжелой воды за весь этот период. Постав-
щик торцовых уплотнений фирма «Феодор Бургман» выпустила
уплотнения в соответствии с этими требованиями.

В табл. 31 приведены данные эксплуатации этих уплотнений.
Утечки рассчитаны с весьма высокой точностью по уравнению
(47) для условий граничного трения. Кроме того, при работе с чи-
стой водой при высокой износостойкости материалов уплотни-
тельных колец средняя высота микронеровностей R_a изменилась
лишь незначительно, средняя величина утечек после непрерывной
эксплуатации в течение 8000 ч составила всего $1,6 \text{ см}^3/\text{ч}$, что су-
щественно более ниже допустимой, равной $5 \text{ см}^3/\text{ч}$.

Таблица 31

Данные эксплуатации нагруженных торцовых уплотнений фирмы «Бургмаг»,
установленных в насосах для перекачки замедлителя в реакторе,
работающем на тяжелой воде и углекислом газе, мощностью 100 МВт
с напорными трубами на атомной электростанции «Нидерайхбах»
($D_w = 100 \text{ мм}$, $p_1 = 7 \text{ кгс/см}^2$, $n = 1480 \text{ об/мин}$, $v_g = 8,4 \text{ м/с}$, $t = 85^\circ \text{ С}$.
Пара скольжения: карбид вольфрама на никелевой связке «Бука 4»/антрацит,
импрегрированный синтетической смолой «Буко 02»)

№	Условия испытаний	Длитель- ность работы	Год изме- рений	Утечка Q , $\text{см}^3/\text{ч}$	Высота зазора h , мкм	Интен- сивность износа A , мкм/ч
1	Испытательный стенд, работающий с водой H_2O	50	1969	1,864	0,66	0,1
2	Испытательный стенд, работающий с водой H_2O	50	1969	2,562	0,78	0,16
3	Испытательный стенд, работающий с водой H_2O	50	1969	2,652	0,79	0,4
4	Испытательный стенд, работающий с водой H_2O	50	1969	2,19	0,72	0,46
5	Испытательный стенд, работающий с водой H_2O	50	1969	7,724	1,35	0,46
6	Испытательный стенд, работающий с водой H_2O	103	1969	6,69	1,25	0,16
7	Средние значения, рассчитанные по пер- вым шести измерениям Насос № 1 H_2O	200	1970	3,947 2,3	0,92 0,75	0,29 0,13
8	Насос № 2 D_2O	4564	1974	0,203	0,22	< 0,05
9	Насос № 3 D_2O	8494	1974	1,32	0,56	< 0,05
10	Насос № 4 D_2O	9746	1974	3,29	0,88	< 0,05
	Средние значения, рассчитанные по по- следним трем измерениям			1,6	0,55	< 0,05

Интенсивность износа A ниже $0,05 \text{ мкм/ч}$, поэтому прогнозировать износостойкость уплотнений можно на многие годы вперед.

Реактор «Гренобль», работающий на замедлителе из тяжелой воды и углекислого газа с высокой плотностью нейтронного потока, используется для фундаментальных исследований в области физики твердого тела и ядерной физики низких энергий. Для

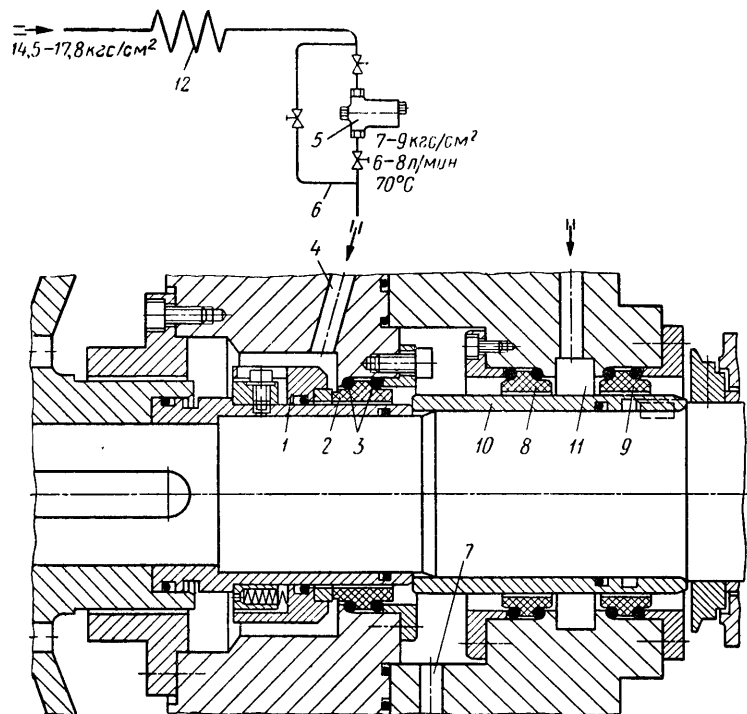


Рис. 238. Схема уплотнения насоса фирмы «Хальберг», предназначенного для перекачки тяжелой воды D_2O в первичном контуре исследуемого реактора «Гренобль» (Франция) с высокой плотностью нейтронного потока [2*] ($D_W = 85 \text{ мм}$; $n = 2960 \text{ об/мин}$; $p_1 = 8 \text{ кгс/см}^2$; $t = 80^\circ \text{ C}$):

1 — нагруженное торцовое уплотнение; 2 — конtringкольцо; 3 — последовательно расположенные кольца круглого сечения; 4 — циркуляционный канал; 5 — магнитный фильтр; 6 — двухходовой кран; 7 — отбор утечек; 8 — запирающее уплотнение со стороны перекачиваемого продукта; 9 — запирающее уплотнение со стороны атмосферы; 10 — опорная втулка; 11 — вход запирающего газа; 12 — дроссель

реактора необходимо создать поток высокой плотности, по возможности только тепловых нейтронов в почти безнапорном тяжеловодном рефлекторе. Уплотнение насоса первичного контура показано на рис. 238. По конструкции и условиям работы комбинированное уплотнение весьма похоже на приведенное на рис. 237. Максимальная допустимая утечка через основное уплотнение 1 была равной $5 \text{ см}^3/\text{ч}$ при 200%-ном запасе. Утечка, измеренная

после работы в течение 1650 ч, составила $0,6 \text{ см}^3/\text{ч}$ при высоте зазора $h = 0,3 \text{ мкм}$. Более подробные сведения даны в разделе 4.9.1.2 и, в частности, на рис. 68.

9.8.2. Торцовые уплотнения вспомогательных и резервных насосов

Наряду с основными насосами (первичного контура, фторвакуумными, пусковыми, питательными и конденсатными) для эксплуатации атомной электростанции необходимо большое число дополнительных напорных агрегатов, обслуживающих вспомогательные и резервирующие системы. Важнейшие из насосов перечислены ниже:

- питательные для промывки фильтров;
- дренажные;
- циркуляционные для перекачки сточных вод;
- намывные;
- циркуляционные для перекачки борной кислоты;
- дозировочные для перекачки борной кислоты;
- деактивационные;
- дозировочные;
- дросселирующие;
- подкачивающие;
- вытяжные газоудаляющие;
- для осушки;
- для заливки воды;
- для дезактивационной мойки строений;
- промывки от смол;
- высоконапорные питательные;
- высоконапорные нагнетательные;
- для мойки активной зоны реактора;
- перекачки концентрата;
- прокачки хладагента через фильтры;
- обратной подпитки хладагентом;
- циркуляционные хранилищных емкостей;
- подачи воды в хранилища под давлением;
- систем дополнительного охлаждения;
- питательные низкого давления;
- аварийные конденсатные;
- аварийные систем охлаждения;
- для затопления зоны реактора;
- для обратной подпитки;
- для осушки водосборников;
- для перекачки запирающей воды;
- гидропривода систем управления;
- шламооткачивающие;
- аварийные независимых систем безопасности;
- испарительные конденсатные;

испарительные питательные;
 для перекачки отравляющих веществ;
 сепарационные водяные;
 циркуляционные;
 промежуточных контуров охлаждения.

На рис. 239 показана оправдавшая себя конструкция уплотнения двойного действия насосов для дополнительного охлаждения

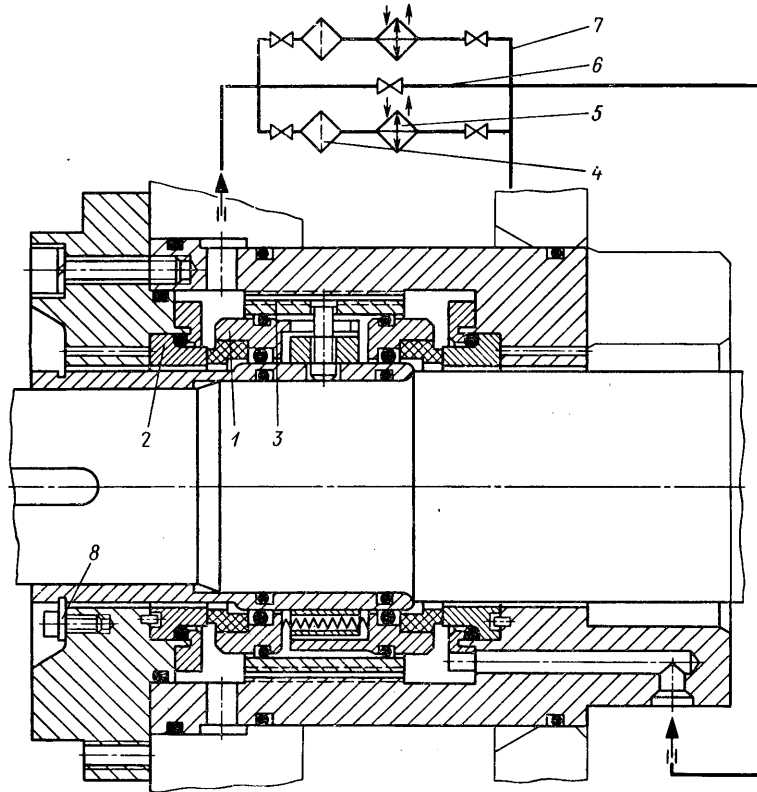


Рис. 239. Уплотнение двойного действия патронного типа для насосов системы дополнительного охлаждения водонапорных реакторов [2*] ($D_{\text{ш}} = 80 \div 120$ мм; $p_1 = 35 \div 50$ кгс/см²; $t = 150^\circ \text{C}$; $n = 1480$ об/мин):

1 — вращающееся двойное уплотнение; 2 — неподвижное контрольное; 3 — напорная винтовая нарезка; 4 — магнитный фильтр; 5 — теплообменник; 6 — двухходовый кран; 7 — напорный трубопровод для подпитки и подачи запирающей жидкости; 8 — монтажный калибр

водонапорных реакторов, которые используют, например, на атомных электростанциях «Штаде», «Библис-А», «Библис-Б», «Неккарвестхайм», «Борсель» (Нидерланды), «Унтервезер» и «Гезген» (Швейцария). Ввиду высокой рабочей температуры, а также того, что вода в контуре дополнительного охлаждения не явля-

ется абсолютно чистой, выбрана конструкция уплотнения двойного действия с встроенным напорным устройством, которая с целью ускорения монтажа выполнена в виде патронного узла.

Утечки компенсируют подачей через дросселирующий трубопровод 7 чистой деонизированной запирающей среды, тогда как охлаждение осуществляют циркуляционным насосным устройством 3 (рис. 240) и теплообменником 5.

В насосы гидропривода систем управления реактором, имеющие важное значение в его работе, устанавливают торцовые уплотне-

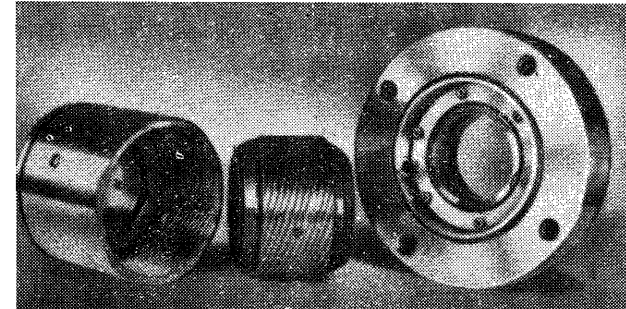


Рис. 240. Термогидродинамическое торцовое уплотнение двойного действия насосов, работающих в системе дополнительного охлаждения водонапорного реактора «Штаде» мощностью 630 МВт ($p_3 = 40 \div 50$ кгс/см²)

ния, по конструкции очень похожие на те, что предназначены для питательных насосов с высокой частотой вращения (см. раздел 9.7.1), рис. 241.

Учитывая зависимость состояния эластомеров от дозы облучения и рабочей температуры, рекомендуется обеспечивать возможно более низкую температуру на выходе из узла, увеличивая размеры теплообменника 6.

При разработке торцовых уплотнений очистительных насосов с высокой температурой (285°C) среды (рис. 242) пришлось принять некоторые специальные меры. Уплотнения обмываются конденсатом с температурой 50°C , подаваемым через отверстие 5 в количестве 10 л/мин под избыточным давлением $p_3 = 72$ кгс/см². С учетом критических условий работы при остановках, в частности отвода теплоты через вал, предусмотрена рубашка охлаждения, а подвижное кольцо круглого сечения 3 из специального этиленпропилена так размещено в конструкции уплотнения, что прямая теплопередача от вала невозможна.

Возможно, в связи с нападением на атомную электростанцию «Атуха» (Аргентина) для АЭС европейских стран, также были усилены требования в отношении безопасности, предусматривающие

сохранение работоспособности аварийных систем охлаждения в катастрофических случаях.

На рис. 243 показано торцовое уплотнение насоса независимой аварийной системы охлаждения, в котором отвод теплоты от пере-

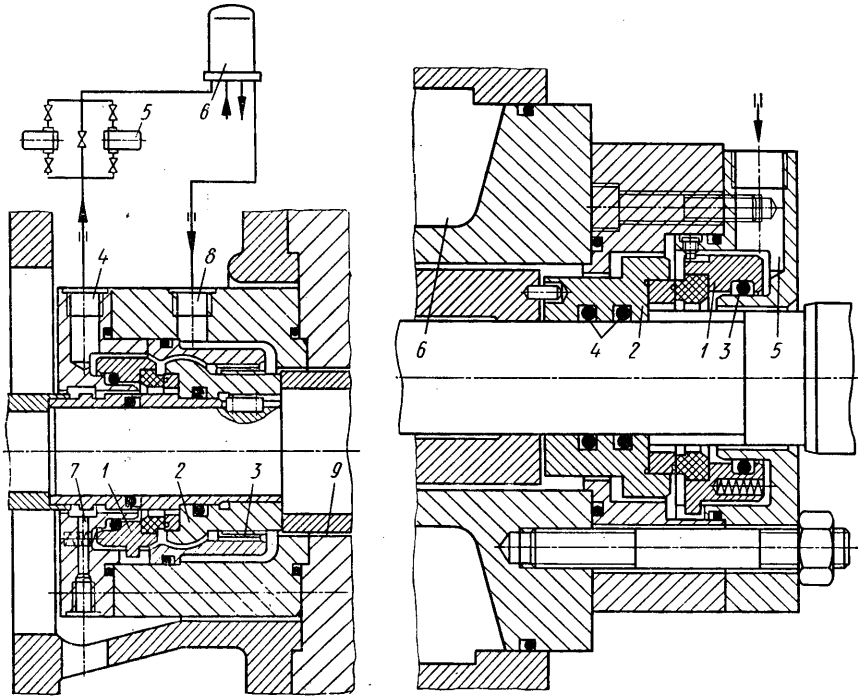


Рис. 241. Торцовое уплотнение насоса гидропривода системы управления кипящим реактором мощностью 800 МВт (атомной электростанции «Брунсбюттель» [2] ($D_{\text{ш}} = 75$ мм; $n = 7200$ об/мин; $p_1 = 37$ кгс/см²; $t = 70 \div 100^\circ \text{C}$);

1 — неподвижное уплотнительное кольцо; 2 — вращающееся контрольцо; 3 — насосная винтовая нарезка; 4 — выход охлаждающего потока; 5 — магнитный фильтр; 6 — теплообменник; 7 — отбор утечек; 8 — вход охлаждающего потока; 9 — дросселирующий участок

Рис. 242. Торцовое уплотнение очистительного насоса системы Зульцера—Вайзе, обслуживающего кипящие реакторы «Мюлеберг» (Швейцария) и «Каорзо» (Италия) [2] ($p_1 = 70$ кгс/см²; $n = 2950$ об/мин; $t = 285^\circ \text{C}$);

1 — неподвижное уплотнительное кольцо; 2 — вращающееся контрольцо; 3 — подвижное кольцо круглого сечения; 4 — неподвижное кольцо круглого сечения; 5 — вход холодного конденсата; 6 — рубашка охлаждения

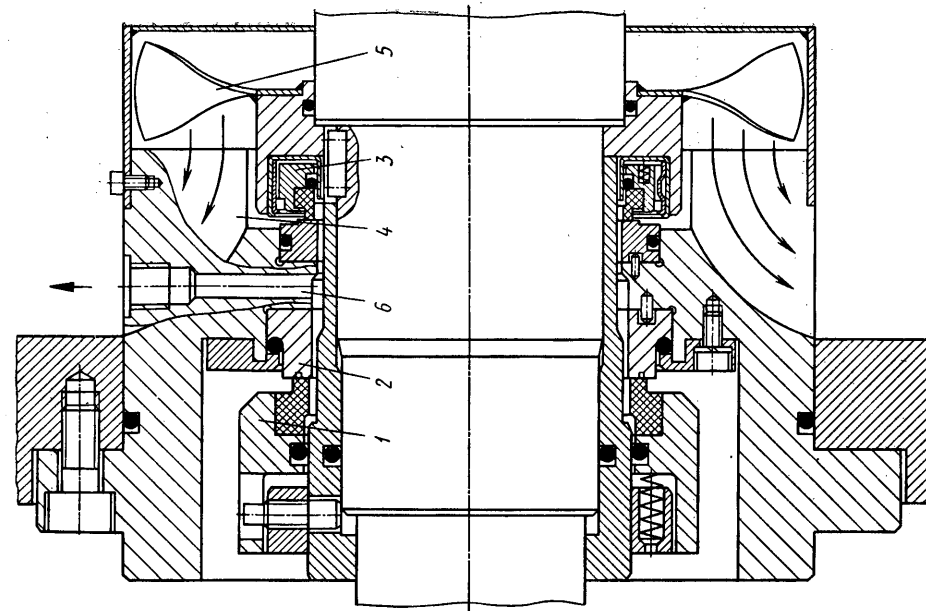
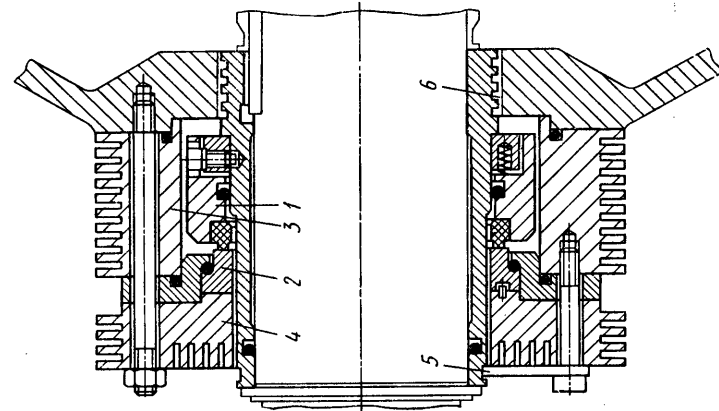


Рис. 243. Торцовое уплотнение с воздушным охлаждением для аварийных насосов атомных электростанций [2] ($p_1 \leq 50$ кгс/см²; $t \leq 200^\circ \text{C}$);

1 — торцовое уплотнение; 2 — контрольцо; 3 — рубашка охлаждения; 4 — охлаждаемый фланец; 5 — монтажный калибр; 6 — дросселирующий лабиринт

Рис. 244. Комбинированное торцовое уплотнение с встроеной системой воздушного охлаждения, предназначенное для аварийных насосов, работающих в независимых системах безопасности атомных электростанций [2];

1 — основное уплотнение; 2 — контрольцо; 3 — уплотнение; 4 — удерживающие утечки; 5 — охлаждаемый фланец; 6 — крыльчатка вентилятора; 6 — вытяжка



качиваемой среды и трущихся деталей осуществляется исключительно путем воздушного охлаждения ребренных элементов 3 и 4. При проектировании подобных уплотнений необходимо особенно тщательно выбирать материалы.

Вследствие усиленных требований в отношении безопасности присоединение идущих извне трубопроводов, которые могут быть повреждены при катастрофе, недопустимо. Если обычный конвективный теплообмен недостаточен, то используют показанное на рис. 244 комбинированное уплотнение с встроенным для охлаждения вентилятором, предназначенное для аварийных насосов независимых систем безопасности. В этом случае размещенная внутри узла уплотнения крыльчатка вентилятора 5 направляет циркуляционный охлаждающий поток воздуха на фланец с развитым орбением 4. Теплота, выделяемая при трении торцовых поверхностей, отводится в основном через контркольцо 2 с очень высоким коэффициентом теплопроводности.

Утечки радиоактивной среды, если они возникают, откачиваются через дренажный канал 6.

С тех пор, как торцовые уплотнения стали полностью соответствовать предъявляемым к ним требованиям в отношении утечек, эксплуатационной надежности и долговечности, их все более широко используют в реакторном оборудовании [336, 337, 339, 347, 348, 359, 362, 375, 384, 387, 394, 396, 399, 413, 427, 429, 431, 432].

Список литературы

1. **Abbat, J. P.**: Picking the Plastic for Abrasion Resistance. *Prod. Eng.* (March 31, 1958) S. 105/07.
2. **Adams, M. L., u. R. J. Colsher**: Design Optimization of Self Energized Hydrostatic Shaft Seals. 4th. Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—38.
3. **Allen, C.**: Study of shaft sealing concepts for circulating pumps for pressurized water reactor applications. Resume of Literature. Contract W—7405—eng—92.
4. **American Petroleum Institute**: Centrifugal Pumps for General Refinery Services. API Standard 610, July 1965.
5. **American Society of Lubrication Engineers**: Standard for End Face Seals. ASLE 68—5 (T) Oct. 1968.
6. **Anno, J. N., J. A. Walowit u. C. M. Allen**: Microasperity lubrication. Proceedings of the 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper E2.
7. **Anno, J. N., J. A. Walowit u. C. M. Allen**: Load Support and Leakage from Microasperity—Lubricated Face Seals. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—21.
8. **Anno, J. N., J. A. Walowit u. C. M. Allen**: Microasperity Lubrication. ASME Paper 67—WA/LUB—1.
9. **Archard, J. F.**: Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *J. Appl. Phys.* 24 (1953) S. 453/60.
10. **Arnold, R.**: Neuere Untersuchungen an Graphit. *Z. angew. Phys.* H. 9. (1955) S. 453/60.
11. **Arnold, R.**: Elastische Eigenschaften von Kunstgraphit. *Z. angew. Phys.* H. 9 (1959) S. 179/83.
12. **Arnold, W. C., u. W. J. Eser jr.**: Materials and Designs for Nonlubricated Seals. *Mechanical Engineering*, Dec. 1964.
13. **Atkins B. R., u. D. P. Griffiths**: Electrical Sliding Contacts and their Behaviour at High Altitudes. Proc. of the Conf. on Lubrication and Wear, IME, ASTM, Oct. 1957, London, S. 371/75.
14. **Austin, R. M., u. M. J. Fisher**: A hydrostatic seal for boiler feed pumps. Proceedings 2nd Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper E4.
15. **Badeke, K. D.**: Gleitringdichtungen für Chemiekreiselpumpen. Vortrag 2. Dichtungstagung Dresden, Nov. 1964.
16. **Bäumler, H.**: Dichtheit, Reibung und Verschleiß bei Gleitringdichtungen. *Kältetechnik* 16. Jg. (1964) S. 12/18.
17. **Balakrishnan, K., u. S. Kar**: A Theoretical and Experimental Investigation of a Mechanical Seal. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—17.
18. **Baskey, R. H.**: A Research Program on the Investigation of Seal Materials for High Temperature Application. P. B. 151 451, June 1958.

19. **Batch, B. A.:** Pressure generation in radial—face seals. Proceedings 2nd Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper F 4.
20. **Bauer, P., F. Glickman u. F. Iwatsuki:** Analytical Techniques for the Design of Seals for Use in Rocket Propulsion Systems. Volume 1, Static Seals, Volume 11, Dynamic Seals. AFRPE—TR—65—61.
21. **Beacham, T. E.:** Rotary and Oscillating Seals. The Engineer Bd. 187 (1949) S. 228/29.
22. **Белецкий Д. Г., Бердичевский Е. И.** Внедрение прогрессивной технологии притирки деталей торцовых уплотнений. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1968, № 8, с. 29—32.
23. **Bialkowski, L. S., u. J. D. Staichiw:** Metallic Seals for Deep—Submergence Underwater Vehicles. ASME Paper 64—WA/UNT—7.
24. **Biezeno, C. B. u. R. Grammel:** Engineering Dynamics. The Shell. Blackie u. Son Ltd. London 1956, S. 313/19.
25. **Billet, A. B.:** Hydraulic Seals in Long Term Space Exposures. Int. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England, April 1961, Paper G 2.
26. **Billington, E. J., W. D. Smillie u. B. C. Stonehill:** Shaft Seals for Liquid Metal Applications in a Space Environment. Canadian Aeronautics and Space Journal, Vol. II, Nov. 1967.
27. **Billington, I. J.:** Characteristics of hydrostatically—actuated, controlled—leakage, rotary—shaft seals pressurized from an external source. ASME Paper 63—WA—91.
28. **Billington, J. J.:** Experimental assesment of the valadity of pressure measurements in the fluid film between seal faces. Proceedings 2nd. Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper F 3.
29. **Bisson, E. E., Johnson, R. L., u. W. J. Anderson:** Friction and Lubrication with Solid Lubricants at Temp. to 1000 F with Particular Reference to Graphite. Proceedings, Inst. of Mech. Eng. Conf. on Lubrication and Wear (1957) S. 348/54.
30. **Boon, E. F.:** Afdichting voor roterende assen (Abdichtung von rotierenden Wellen) De Ingenieur 62 (1950) S. 43/50.
31. **Boon, E. F.:** Enige Opmerkingen over abdichting van chemische pompen (Ausführungen über die Abdichtung der Pumpen in der chem. Industrie) De Ingenieur 67 (1955).
32. **Boon, E. F., S. Honingh, u. D. C. van Rijssen:** Some Notes on Seals for Rotating Shafts. Proceedings on the 4th World Petroleum Congress Rom 1955.
33. **Boon, E. F., u. S. E. Tal:** Hydrodynamische Dichtung für rotierende Wellen. Chem.—Ing.—Techn. 31 (1959) Nr. 3, S. 208.
34. **Born, D.:** Die Betriebssicherheit von Kesselspeisepumpen. Industrie—Anzeiger 85 Jg. (1963) Nr. 49, S. 1034.
35. **Born, D.:** Umwälzpumpen im Primärkreis von Kernkraftanlagen. KSB Technische Berichte 12, Mai 1967.
36. **Bowden, A. T., u. G. H. Martin:** Design of Important Plant Items. J. Brit. Nuclear Energy Conf. 2, 1957, S. 156/67.
37. **Bowden, F. P., u. D. Tabor:** Friction and Lubrication of Solids. Oxford University Press 1950.
38. **Bowden, F. P., u. J. E. Young:** Friction of Diamond, Graphite and Carbon, and the Influence of Surface Films. Proc. of the Roy. Soc. Vol 208 (1951) S. 444/55.
39. **Boyd, T., u. B. P. Robertson:** The Friction Properties of Various Lubricants at High Pressures. Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs. 67 (1945) S. 51.
40. **Brewer, D.:** Shaft seals in medium pressure low cost fluid power pumps. Proceedings 3rd Int. Ccnf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper G 2.
41. **Brkich, A.:** Mechanical Seals, Theory and Criteria for their Design. Product Engng. Vol. 21 (1950) April, S. 85/89.
42. **Brockhause, H.:** Gleitring—Stopfbüchsen für stehende Kälteverdichter. Die Technik 10 (1955) H. 3, S. 174/82; H. 4, S. 319/20.
43. **Brown, P. F.:** A Glossary of Seal Terms. ASLE Special Publication SP—1, 1969.
44. **Bauer, P. F., jr.:** Glossary of Seal Terms and Their Definitions. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969. ASLE SP—1.
45. **Brown, P. F., N. Gordon, u. W. J. King:** A Test Method for Evaluating Gas Turbine Engine Seal Materials. ASLE Preprint 65 AM 3 C—5.
46. **Buchter, H.:** Apparate und Armaturen der chemischen Hochdruck technik. Berlin, Springer 1967, S. 469/470. u. S. 510/511.
47. **Bupara, S. S., J. A. Walowit u. C. M. Allen:** Gas lubrication and distortion of high pressure mainshaft seals for compressors. Proceedings of the 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper B 3.
48. **Burns, D. L.:** Leakage of water from pump mechanical seals. DP—666 (Nov. 1961).
49. **Burwell, I. T., u. C. D. Strang:** The Increment Friction Coefficient a Non-hydrodynamic Component of Boundary Lubrication. J. Appl. Phys. 20 (1949) S. 79.
50. **Cheney, A. J., W. B. Happoldt, u. K. G. Swayne:** Nylon Resin and Teflon as Bearing Materials SAE Paper 654 (1956).
51. **Cheng, H. S.:** A study of the radial film and pressure distribution of high pressure face seals. Proceedings 3rd Int. Conf. Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper E 3.
52. **Cieslik, W. J.:** Helium Face Seals in a Cryogenic Environment. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—24.
53. **Clark, G. L., W. W. Woods, u. J. R. White:** Lubrication at Extreme Pressures with Mineral Oil Films. J. Appl. Phys. 22 (1951) S. 474.
54. **Crook, A. W.:** Some Studies of Wear and Lubrication. Wear Vol. 2 (1958/59) S. 368.
55. **Dabney, M. J., u. W. W. Holt:** Mechanical Seals Effective on Main—Line Pumps. Oil and Gas Journal 1951, Jan. 4.
56. **Davies, A. R., u. J. P. O'Donoghue:** The Ludrication of High Pressure Face Seals. ASME Paper 66—WA/LUB—7.
57. **Decker, A. L.:** Sealing of Hazardous Fluids. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England, April 1961, Paper H 2.
58. **Decker, O.:** Advances in Dynamic Seal Technology. ASME Paper 67—DE—50.
59. **Dega, R. L., u. J. D. Symons:** Seal Testing to Establish Quality. SAE—Paper 130, B. Jan. 1960.
60. **Dega, R. L.:** Corrosion at the Seal. Mechanical Engineering, (Nov. 1956), S. 48/52.
61. **Denny, D. F.:** Contribution to Discussion. 1958 Proc. Inst. of Mech. Engrs. London, Vol. 172, S. 499.
62. **Denny, D. F. u. D. E. Turnbull:** Sealing Characteristics of Stuffing—Box Seals for Rotating Shafts. The Inst. of Mech. Engrs. London 15/1959.
63. **Denny, D. F.:** Some Measurements of fluid pressures between plane parallel thrust surfaces with special reference to the balancing of radial face seals. Wear, 4 (Jan./Febr. 1961) 1, S.64/83.
64. **Diefenbach, G.:** Neue Anwendungsgebiete für stopfbüchsenlose Abdichtungen. Chem.—Ing.—Techn. 23 (1951) S.491/94.
65. **Diefenbach, C.:** Trocken laufende Schleifringdichtungen. Z. VDI 94 (1952) Nr. 2, S. 48.
66. **Diefenbach, G.:** Gleitringdichtungen für drehende Wellen. Chem.—Ing.—Techn. Nr. 7 (1954) S. 397/400.
67. **Dollin, J. H.:** What Pump Design Does to Seals. Lubrication Engineering, Vol. 22, No. 11 (Nov. 1966) S. 442/446.
68. **Doman, R. E.:** Some Special Consideration Necessary to Achieve Optimum Seal Performance. ASLE Preprint 66 AM 2 C—2.
69. **Drais, J. A.:** Face Seals for Rotating Applications. ASME Paper 67—DE—43.
70. **Drescher, H.:** Zur Berechnung von Axialgleitlagern mit hydrodynamischer Schmierung. Konstruktion 8 (1956) S. 94/104.
71. **Droscha, H.:** Oxidkeramische Gegenlaufringe in axialen Gleitringdichtungen. Maschinenmarkt, Jg. 72 (1966) Nr. 62.

72. **Droscha, H.:** Gleitringdichtungen mit oxidkeramischen Gegenringen. Konstruktion 20 (1968), Heft 5, S. 189/191.
73. **Eck, B.:** Technische Strömungslehre. Berlin—Göttingen—Heidelberg 1957, S. 158/159.
74. **Eisner, J. H.:** Kompakte Gleitringdichtungen hoher Betriebssicherheit. Konstruktion 21 (1969) Heft 6, S. 236/237.
75. **Elwell, R. C.:** Study of Dynamic and Static Seals for Liquid Rocket Engines. General Electric Company under NASA contract NAS 7—102 (available to U. S. Government agencies and U. S. Government contractors only) A. Description of Program and Results of Evaluation of Currently Available Sealing Methods. Vol. 1, Final Report for period Febr. 26, 1962 to Febr. 25, 1963, N 63—19595.
B. Studies on Special Topics in Sealing. Vol. 2, Final Report for period Febr. 26, 1962 to Febr. 25, 1963, N 65—19498.
C. Bibliography of ASTIA Literature on Seals. Vol. 3A, Final Report for period Febr. 26, 1962 to Febr. 25, 1963, N 63—19596.
D. Bibliography of Open Literature on Seals. Vol. 3B, Final Report for period Febr. 26, 1962 to Febr. 25, 1963, N 63—19597.
E. Description of Program and Results of Analysis of Seal Categories. Vol. 1, Final Report for period Febr. 26, 1963 to Nov. 30, 1963, N 64—16398.
F. Studies of Special Topics in Sealing. Vol. 2, Final Report for period Febr. 26, 1963 to Nov. 30, 1963, X 64—16399.
G. Studies of Fluid Sealing Fundamentals. Vol. 3, Final Report for period Febr. 26, 1963 to Nov. 30, 1963, X 64—16400.
H. Final Report for period April 1, 1964 to Oct. 1, 1964, X 65—10582.
J. Final Report for period Jan. 1, 1965 to Sept. 1, 1965, X 66—13001.
76. **Elonka, E.:** Mechanical Seals. Power, March (1956) S. 118/21.
77. **Elsey, H. M.:** Treatment of High—Altitude Brushes by Application of Metallic Halides. Electr. Eng. (Transactions) Vol. 64, No. 8, Aug. 1945, S. 576/79.
78. **Engelking, F. S., u. M. C. Keys:** Resilient Face Seals for Tractor Final Drives SAE Transactions Vol. 66 (1958) S. 75/80.
79. **Englisch, C.:** Kolbenringe Bd. 1, Berlin, Springer (1958) S. 115/43.
80. **Englisch, C.:** Kolbenringe Bd. II, Berlin, Springer (1958) S. 180/90.
81. **Ewbank, W. J.:** Dynamic Seals—A Review of the Recent Literature—ASME Paper 67—WA/LUB—24.
82. **Fieldhouse, I. B., u. I. C. Hedge:** Thermal Properties of High Temperature Materials. WADC—Report 57—487, Februar 1958.
83. **Findlay, J. A.:** Cavitation in Mechanical Face Seals. ASME Paper 67—WA/LUB—20.
84. **Findlay, J. A.:** Leakage in the Mechanical Face Seal Including the Effects of Inward Pumping and Gas Cavities. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—19.
85. **Fisher, M. J.:** An Analysis of the Deformation of the Balanced Ring in High Pressure Radial—Face Seals. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England April 1961, Paper D 4.
86. **Föttinger, H.:** Über die Flüssigkeitsreibung umlaufender Scheiben, Zylinder und Zellenkörper, Z. angew. Math. und Mech. 17 (1937).
87. **Fritz, W.:** Das Verhalten der Wärme—und Temperaturleitfähigkeit von Kohle. Z. VDI 88 (1944) S. 109/10.
88. **Fuller, L. E.:** Mating Materials in Unlubricated, High—Load, Low Speed Wear Tests at High—Temperature in Air. SAE Paper T 43 June 1960.
89. **Gardner, J. E.:** Combined Hydrostatic and Hydrodynamic Principles Applied to Noncontacting Face Seals. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—36.
90. **Gemma, A. E.:** Ring with Edge Moment. J. of the Aerospace Sciences, Nov. 1960, S. 867/68.
91. **Gersdorfer, O.:** Axialdruck—Gleitlager, Konstruktion 8 (1956) S. 87/94.
92. **Gersdorfer, O.:** Werkstoffe, Fertigung und Betrieb von Gleitlagern. VDI—Z. 102 (1960) S. 1221/27.
93. **Glaeser, W. A., u. C. M. Allen:** The Friction and Wear of Refractory Materials For Use in High—Speed Mechanical Seals. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England April 1961, Paper F 2.
94. **Goldwag, E., u. R. S. Bounds:** Hydrostatic seals for waterturbine shafts. Proceedings 2nd Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper E 3.
95. **Golubiev, A. I.:** Studies on Seals for Rotating Shafts of High—Pressure Pumps. Wear 8 (1965) S. 270/288.
96. **Golubiev, A. I.:** On the existence of a hydrodynamic film in mechanical seals. Proceedings of the 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper E 1.
97. **Golubiev, A. I.:** The Development of a Three Stage Screw Type Labyrinth Seal. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—35.
98. **Greenshields, A. L.:** Materials for Mechanical Seals. Chemical and Process Engineering (Febr. 1967) S. 78/79.
99. **Greiner, H.:** Rotating Seals for High Pressure. Product Eng. Februar 1956, S. 140/43.
100. **Greiner, H.:** Mechanical Seals in the Marine Industry. Lubrication Engineering, Vol. 23, No. 6, R. 227/233, June 1967.
101. **Greiner, H.:** Design & Test of an Unloading Gas Barrier Face Seal. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—26.
102. **Gremer, A.:** Kunststoff—Walzlagerkäfige—Notlaufeigenschaften von Kunststoffen. VDI—Z. 97 (1955) Nr. 17, S. 509/15.
103. **Gronau, H.:** Untersuchungen von Stopfbüchsenpackungen und Manschetendichtungen für hohen hydraulischen Druck. Diss. TH Berlin 1935; s. a. Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 607/09.
104. **Hamilton, D. B., J. A. Walowit u. C. M. Allen:** A Theory of Lubrication by Microirregularities. ASME Paper 65—LUB—11.
105. **Hardy, W. B., u. K. J. Hardy:** Note on Static Friction and on the Lubricating Properties of Certain Chemical Substances. Phil. Mag. (6) 38 (1919) Nr. 223, S. 32/48.
106. **Hardy, W. B., u. I. Doubleday:** Boundary Lubrication. The Paraffin Series. Proc. Roy. Soc. Lond. A. 100 (1922) Nr. 707, S. 550/74.
107. **Hardy, W. B.:** Collected Scientific Papers. Cambridge 1936.
108. **Hart, F. D., u. C. F. Zorowski:** Onset of Mechanical Separation in Bellows Supported Rotary Face Seals. ASME Paper 65—GTP—4.
109. **Hart, F. D., u. C. F. Zorowski:** Dynamic Coupling Effects in Rotary Face Seal Separation Phenomena. ASME Paper 66—WA/MO—7.
110. **Heidebroek, E., u. A. Döring:** Vergleichende Untersuchungen an Lager-schalenwerkstoffen. Dtsch. Kraftfahrforsch. Nr. 52, Berlin 1941.
111. **Heinze, E.:** Über Gleitringdichtungen, mit besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung im Kältemaschinenbau. Kältetechnik 1 (1949) Nr. 2, S. 26/32; s. a. Konstr. 1 (1949) H. 12, S. 371.
112. **Hershey, L. E.:** Comparison of water cooling methods for mechanical seals. Proceedings 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper B 2.
113. **Hershey, L. E.:** Time Rate of Wear Testing Mechanical Seal Carbons. Lubrication Engineering, Vol. 24, No. 1, Jan. 1968.
114. **Hershey, L. E.:** Evaporative Cooling Applied to Mechanical Seals. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—11.
115. **Herzig, P.:** Steckstopfbuchsen für Kreiselpumpen. Maschinenbautechnik 14 (1965) Heft 5, S. 241/3.
116. **Hibbard, R. L.:** Carbon Bearings and Seals. Materials and Methods Vol. 45 (1957) Nr. 3, S. 116/19.
117. **Hirabayashi, H., H. Ishiwata y. Y. Kato:** Excessive Abrasion of mechanical seals caused by salt solutions. Proceedings 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper B 1.
118. **Hirabayashi, H., N. Oka u. H. Ishiwata:** The Relationship Between Ringing Heat Transfer and Sealing Condition. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—13.

119. **Hirano, F., H. Ishiwata, u. H. Kambayashi:** Friction and Sealing Characteristics of Oil Seals. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England April 1961, Paper A 4.
120. **Hirano, F., u. H. Tanoue:** Starting torque of a mechanical seal. Proceedings 2nd Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper D 2.
121. **Hockel, H. L.:** Untersuchungen über Grenzreibung von Metallen und Gummi bei höheren Gleitgeschwindigkeiten. Diss. TH Karlsruhe 1952.
122. **Hockel, H. L.:** Untersuchungen über Grenzreibung von Metallen und Gummi bei höheren Gleitgeschwindigkeiten. Konstruktion 7 (1955) H. 10, S.394/404.
123. **Holm, R.:** Electric Contacts Handbook. 3rd Edition Berlin—Göttingen—Heidelberg 1958.
124. **Holmberg, B. W.:** Axialdichtungen aus Gummi. 3 Intern. Dichtungstagung Dresden, Nov. 1967.
125. **Holt, J. B., u. W. S. Miller:** Dynamic Seals and Packings. Mechine Design Okt. (1957) S. 70/98.
126. **Honold, E.:** Reaktor—Umwälzpumpen. KSB Technische Berichte 14, Mai 1969, S. 3/14.
127. **Hood, R. R.:** Heavy water moderated power reactors. DP—915—Progress Report (May—June 1964).
128. **Hooke, C. J., u. J. P. O'Donoghue:** The Elastohydrodynamic Lubrication of High Pressure Face Seals. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—16.
129. **Hudelson, J. C.:** Dynamic Instability of Undamped Bellows Face Seals in Cryogenic Liquid. ASLE Transactions, Vol. 9, No. 4 (Oct. 1966), S. 381/390.
130. **Huhn, D.:** Carbon ring seals for larger shaft diameters. Proceedings 2nd Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper E 2.
131. **Huhn, D.:** Prüfmethode für Großserien—Gleitringdichtungen. 3. Intern. Dichtungstagung Dresden, Nov. 1967.
132. **Jny, E. H., u. A. Cameron:** The Load Carrying Capacity of Rotary Shaft Seals. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England April 1961, Paper A 2.
133. **Jwanami, S., u. N. Tikamori:** Oil Leakage from an O—Ring Packing. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research. Ass.) England, April 1961, Paper B 2.
134. **Jackson, Ch.:** Practical Guide to Mechanical Seals. Hydrocarbon Processing, Jan. 1968, Vol. 47, No. 1, S. 100/109.
135. **Jägersberger, J.:** Hochlegierte Stähle in Kernenergieanlagen. Atomwirtschaft. Jahrg. VI (1961) H. 3 und 5.
136. **Jagger, E. T.:** Positive Action Seals in Europe. SAE—Paper 67—WA/LUB—2, April 1967.
137. **Janetz, R. W.:** Mechanical Seals in Pumps for Hydronic Systems—Part II. ASLE Preprint 65 AM 3 C—3.
138. **Johnson, R. L., Swikert, M. A., u. J. M. Bailey:** Wear of Typical Carbon-Base Sliding Seal Materials at Temperatures to 700° F. NACA Report 3595, 1956, ebenfalls SAE 686.
139. **Jung, K.:** Schrumpferverbindungen mit Kohlelagern. Schunk u. Ebe Blätter, H. 18, Nov. 1960.
140. **Kamps, R., u. H. Perret:** Lager—und Schmiertechnik. Düsseldorf, VDI—Verlag 1957.
141. **Kauzlarich, J. J.:** Face Seal Wear of Metal Lubricant Composites. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—23.
142. **Kelley, R. W., G. M. Wood u. D. V. Manfredi:** Cermet Face Seals for Inert Gas Environments. Lubrication Engineering, Vol. 22. Febr. 1966.
143. **Kilbane, J. K.:** Pumps and Mechanical Seals. Mechanical Engineering (Nov. 1966) S. 72/73.
144. **Kindscher, E.:** Neue Erkenntnisse über Reibung, Schmierung und Verschleiß. Die Technik 2, Februar 1947.
145. **Kingery, W. D.:** Factors Affecting Thermal Stress Resistance. J. Amer. Ceram. Soc. (1955) S. 3/15.
146. **Kluge, J.:** Schmierung als Grenzflächenvorgang. Z. Metall.-Kd. 40 (1949) Nr. 10.
147. **Knott, O.:** Systematik in der Konstruktion von Maschinen und Apparaten für die chemische Industrie. Konstruktion 19 (1967), Heft 6, S. 221/22.
148. **Koch, R.:** Gleitringdichtungen zum Einsatz gegen abrasive Medien. Pumps—Pompes—Pumpen, Nov. 1969.
149. **Koenig, T. H.:** Review of Dynamic Seal Literature. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—29.
150. **Kojabashian, C., u. H. H. Richardson:** A micropad model for the hydrodynamic performance of carbon face seals. Proceedings 3rd Int. Conf. Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper E 4.
151. **Kral, E.:** Beitrag zur Erläuterung der Gleitverhältnisse in Dichtungsflächen von axialen Gleitringdichtungen. 3. Intern. Dichtungstagung Dresden, Nov. 1967.
152. **Kunzer, W., u. Vogel:** Bascodur, ein Konstruktionswerkstoff für die chemische Technik. Chemie—Ing.—Technik 25 (1954) S. 555.
153. **Kuzma, D. C.:** Theory of the Mechanism of Sealing in Face Seals. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—18.
154. **Laux, R. J.:** Mechanics Training—The Key to Successful Mechanical Seals. ASLE Preprint 65 AM 4 C—1.
155. **Leib, H.:** Betriebserfahrungen an Höchstdruckspeisepumpen mit einer neuen Schleifringabdichtung. Techn. Mitteilungen 51 (1958) H. 6, S. 247/52.
156. **Leib, H.:** Betriebserfahrungen mit Gleitringdichtungen bei Hochdruck—Kesselspeisepumpen. Mitteilungen der VGB, Heft 69 (Dez. 1960) S. 406/10.
157. **Lein, J.:** Mechanische Untersuchungen an Dichtungsringen für rotierende Wellen. Diss. TH Karlsruhe 1952.
158. **Lein, J.:** Mechanische Untersuchungen an Dichtungsringen für rotierende Wellen. Konstr. 6 (1954) H. 10, S. 384/89.
159. **Leonetti, L.:** Récents progrès dans la construction des garnitures mécaniques d'étanchéité. La Revue Polytechnique No. 1218, S. 703/11.
160. **Leuschner, G.:** Kleines Pumpenhandbuch für Chemie und Technik. Weinheim, Verlag Chemie 1967.
161. **Liden, R.:** Der V—Ring, eine neue Wellendichtung. 3. Intern. Dichtungstagung Dresden, Nov. 1967.
162. **Lindsey, M. H.:** Mechanical Seals: Carbon's Key Role. Chemical Engineering, (Febr. 27, 1967) S. 160/66.
163. **Llewellyn, W. A., u. J. E. Mealing:** Development of Carbon Sealing Ring Materials. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England, April 1961, Paper F 4.
164. **Loch, E.:** Schwimmring—Dichtungen. Konstr. 16 (1964) Heft 8, S. 341/46.
165. **Loch, E.:** Hydrodynamische Gleitringdichtung. Konstruktion 20 (1968) H. 9, S. 364/67.
166. **Lohrenz, H. I.:** Die Entwicklung extrem hoher Temperaturen in Hydrauliksystemen und die Einflüsse dieser Temperaturen auf die Bauteile und ihre Funktion. Mineralöltechnik 13. Jg., (Nov. 1968) Heft 14/15.
167. **Ludwig, L. P. u. R. L. Johnson:** Shaft Face Seal with Self Acting Lift Augmentation for Advanced Gas Turbine Engines. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—27.
168. **Lutz, M. W.:** Five Kinds of Stuffing Boxes for Barrel—Type B—F Pumps. Power Eng. Sept. 1957, S. 73/76.
169. **Lymer, A.:** Mechanical Sealing as it Stands Today. Eng. 21, April 1961.
170. **Lymer, A., u. R. P. Robinson:** The Development of an outboard seal for submersible drive, deep well drilling units. Proceedings 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper B 4.
171. **Lymer, A., u. A. L. Greenshields:** Thermal Aspects of Mechanical Seals. Pumps—Pompes—Pumpen (Surrey, G. B.), Heft 24, (1968) S. 209/215.
172. **Lymer, A.:** An Engineering Approach to the Selection and Application of Mechanical Seals. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—25.
173. **Macks, E. F.:** US—Patent 2.907.594.

174. **Mann, J. E.:** Controlled Leakage Separates Seal Faces. Design News, Nov. 24, 1965.
175. **Matt, R. J.:** How to Specify Dynamic Seals. Prod. Eng. March 20 (1961), S. 70/71.
176. **May, E. M.:** Pressure Drop Across a Packing. Applied Hydraulics Mai 1957, S. 110/14.
177. **Mayer, E.:** Belastete axiale Gleitringdichtungen für Flüssigkeiten. Diss. TH Stuttgart 1959.
178. **Mayer, E.:** Leakage and Wear in Mechanical Seals. Machine Design March 3 (1960) S. 106/13.
179. **Mayer, E.:** Doppeltwirkende axiale Gleitringdichtungen in der chemischen Industrie. Chem.—Ing. Techn. 32 (1960) S. 285/88.
180. **Mayer, E.:** Belastete axiale Gleitringdichtungen für Flüssigkeiten. Konstr. 12 (1960) Nr. 4, S. 147/55, Nr. 5, S. 210/18.
181. **Mayer, E.:** Das Widerstandsvermögen von Gleitwerkstoffen axialer und radialer Gleitringdichtungen gegen Wärmespannungsrisse. VDI—Z. 102 (1960) S. 728/32.
182. **Mayer, E.:** Unbalanced Mechanical Seals for Liquids. Internat. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England, April 1961, Paper E 2.
183. **Mayer, E.:** Leakage and Friction of Mechanical Seals with Special Consideration of Hydrodynamic Mechanical Seals. Internat. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England, April 1961, Paper E3.
184. **Mayer, E.:** Hydrodynamische Gleitringdichtungen für Kesselspeise—und Reaktorumpfen. IAHR Symposium Braunschweig, Sept. 1963.
185. **Mayer, E.:** Axiale Gleitringdichtungen, 3. Aufl. Düsseldorf, VDI—Verlag 1966.
186. **Mayer, E.:** Einsatzempfehlungen von axialen Gleitringdichtungen, Berechnung von Reibungs— und Leckverlusten. Konstruktionspraxis, 9 Jg., (1967) 4., S. 50/54.
187. **Mayer, E.:** Hydrodynamic Mechanical Seals for Boiler—Feed — and Reactor—Pumps. Pumps in Power Station. Düsseldorf VDI—Verlag 1967, K 15/22 und 35/39.
188. **Mayer, E.:** Hydrodynamische Gleitringdichtungen für Kesselspeise — und Reaktor—Pumpen. Sonderdruck der Firma Feodor Burgmann jr., Mai 1967.
189. **Mayer, E.:** Gleitringdichtungen für Verbrennungsmotoren, elektrische Maschinen und Sondergetriebe, Konstruktion 20 (1968) Heft 2, S. 49/53.
190. **Mayer, E.:** Berechnung und Konstruktion von axialen Gleitringdichtungen. Konstruktion 20 (1968) Heft 6, S. 213/219.
191. **Mayer, E.:** Thermohydrodynamic in Mechanical Seals. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, Paper 14.
192. **Mayer, E.:** Thermohydrodynamik bei axialen Gleitringdichtungen. Sonderdruck der Firma Feodor Burgmann jr., Asbest — und Packungswerk, Wolf- ratshausen, V/1969.
193. **Mayer, E.:** Mechanical Seals. Iliffe Books, Ltd. London 1969.
194. **Mayer, E.:** Hochbelastete Gleitringdichtungen, insbesondere für Kernkraft- werke. Sonderdruck Fa. F. Burgmann, Wolf- ratshausen 1970.
195. **McCandless, E. L.:** Missile and Space Propulsion. SAE—Journal Sept. 1960.
196. **McClelland, G. D.:** Maintenance and Safe Operation of High—Pressure Equipment. Chemical Engineering (Sept. 23, 1968) S. 202/214.
197. **McGowan, M. T. A.:** The development of a rotary seal for the large CO₂ circulators used at the Trawsfynydd Power Station. Proceedings 2nd Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper E 1.
198. **McKibbin, A., u. A. Parks:** Aircraft Gas Turbine Mainshaft Face Seals — Problems and Promises. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—28.
199. **Meyer, H.:** Plandichtungen an Kettenschleppern. Institut für Schlepper- forschung, Braunschweig—Völkenrode, Bericht Nr. 113/6/22 ERPC (1957).
200. **Michell, A. G. M.:** The Lubrication of Plane Surface. Z. Math. Phys. 52 (1905).
201. **Moores, J., u. M. C. Marsh:** The Effects of Eccentricity and Flat. ness of the Sealing Face of a Carbon Mechanical—Contact Face Seal. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.), England, April 1961, Paper H 1.
202. **Morgan, R. E., u. H. B. Hummer:** Mechanical Shaft Seals their Pressure Velocity Limitation. The Petroleum Engineer Vol. 23, Nov. 1956.
203. **Mowers, R. E.:** Static and Dynamic Seals used on Rocketdyne Engines. SAE Paper 670563.
204. **Mrozowski, S.:** Discussion of Home Paper. J. Amer. Ceram. Soc. 35 (1952) S. 282.
205. **Müller, H. K.:** Self aligning radial clearance seals. Proceedings of the 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper H 6.
206. **Müller, H. K.:** Wellendichtungen für extreme Betriebsbedingungen. Ölhy- draulik und Pneumatic 12 (1968) Nr. 2, S. 54/61.
207. **Müller, H. K.:** Externally Pressurized Barrier Shaft Seals. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—37.
208. **Nagel, W. S.:** Truck Retarder — Design and Development. SAE—Paper 650626, Aug 1965.
209. **Nau, B. S., u. D. E. Turnbull:** Some Effects of Elastic Deformation on the Characteristics of Balanced Radial—Face Seals. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England, April 1961, Paper D 3.
210. **Nau, B. S.:** A reconsideration of pressure generation in radial—face seals. BHRA RR. 699 (Sept. 1961).
211. **Nau, B. S.:** An investigation into the nature of the interface film, the pressure — generating mechanism and centripetal pumping in mechanical seals. BHRA. RR 754 (Jan. 1963).
212. **Nau, B. S.:** Hydrodynamics of face—seal films, Proceedings 2nd Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper F 5.
213. **Nau, B. S.:** Review of the mechanism of hydrodynamic lubrication in face seals. Proceedings of 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper E 5.
214. **Nau, B. S.:** Film Cavitation Observations in Face Seals. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FOCFS—20.
215. **Neumeier, R.:** Handbuch neuerzeitlicher Pumpenanlagen. Eigenverlag Pumpen — und Maschinenfabrik Lederle, Freiburg, 2, Aufl. 1966, S. 290/322.
216. **Newman, M. u. M. Forray:** Bending Stresses Due to Temperature in Hol- low Circular Plates. J. of the Aerospace Sciences Oct. 1960, S. 792/93.
217. **Niemann, G.:** Betriebssichere Gleitlager. Berlin—Göttingen—Heidelberg 1958.
218. **Norton, R. D.:** Mechanical Seals for Handling Abrasive Liquids. Chem. Engsg. Sept. 1956, S. 119/210.
219. **Norton, R. D.:** Current Uses and Developments of Mechanical Seals for Abrasive Liquids in Centrifugal Pumps. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research. Ass.) England, April 1961, Paper H 3.
220. **Orcutt, F. K.:** An Investigation of the Operation and Failure of Mechan- ical Seals. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—22.
221. **Osola, V. J.:** Experiences in the use of mechanical seals in pumps and agi- tated pressure vessels. Proceedings 2nd Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper D 3.
222. **Pai, S.:** Viscous Flow Theory. I. Laminar Flow. Von Nostrand Co. (1956) S. 53/55.
223. **Pai, S.:** Viscous Flow Theory. II. Turbulent Flow. Von Nostrand Co. (1957) S. 56/57.
224. **Pan, C. H., T., J. H. Vohr:** Super—Laminar Flow in Bearings and Seals. Bearing and Seal Design in Nuclear Power Machinery, ASME 1967, S. 219/245.
225. **Pape, J. G.:** Einige Bemerkungen über Berührungsdichtungen rotierender Wellen. Chemiker—Ztg./Chem. Apparatur, 92 Jg. (1968) Nr. 20, S. 745/48.
226. **Parker, E. J.:** How to Design for O—Ring Seals. Applied Hydraulics Jun. 1957, S. 84.

227. Paxton, R. A., u. W. R. Shobert: Testing Carbon for Seals and Bearings. J. of the Am Soc. of Lub. Engrs. (Jan. 1961) S. 27/33.
228. Paxton, R. A.: Carbon and Graphite Materials for Seals, Bearings and Brushes. Electro—Chemical—Technology. Vol. 5, No. 5—6 (May—June 1967).
229. Peickil, V. L., u. D. A. Christensen: How to Choose a Dynamic Seal. Prod. Eng. March 20 (1961) S. 57/69.
230. Peterson, M. B., u. R. L. Johnson: Friction Studies of Graphite and Mixtures of Graphite with Several Metallic Oxides and Salts at Temperatures to 1000° F. NACA Report 3657, 1956.
231. Piehn, L. D.: The Application of Tungsten Carbide for Mechanical Seals Faces. Lubrication Engineering, Vol. 21, Sept. 1965.
232. Pietsch, E.: Zur Frage der Beanspruchung der Schmierstoffe an der Schmierstelle. Die Technik 10 (1955) H. 4.
233. Prandtl, L.: Strömungslehre. Braunschweig 1956, S. 124/25.
234. Rabinowicz, E.: The Relation Between Friction and Wear of Boundary—Lubricated Surfaces Proc. Phys. Soc. London B 68 (1955) S. 603/08.
235. Rabinowicz, E.: New Coefficients Predict Wear of Metal Parts. Product Eng. June 23, 1958, S. 71/73.
236. Rabinowicz, E.: Practical Approach to Friction Coefficients. Product Eng. Sept. 26, 1960, S. 51/53.
237. Roark, R. J.: Formulas for Stress and Strain. New York 1938, insbes. S. 232.
238. Roberts, I.: Gaskets and Bolted Joints. J. Appl. Mech. 1950, June.
239. Robinson, R. P., u. H. Burton: Temperature Gradients in Seal Rings: A Method of Analysis. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—12.
240. Rotzoll, R.: Untersuchungen an einer langsamläufigen Kreiselpumpe bei verschiedenen Reynoldszahlen. Diss. TH Braunschweig 1957.
241. Rozkydalek, J., K. Urbanek u. M. Splichal: Učpávky v chemickem průmyslu (Dichtungen in der chemischen Industrie). Statní Nakladatelství Technické Literatury, Praha 1964.
242. Richards, M.: The frictional characteristics of a waterlubricated rotary seal employing a soft seal ring in eccentric engagement with a hard counterface. Proceedings of 3rd Int. Conf. Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper A 1.
243. Richter, H.: Kraftwerk Robert Frank III, KSB Technische Berichte 14, Mai 1969, S. 56/58.
244. Ruhl, F. F., A. B. Wendt u. P. N. Dalenberg: A New Approach to Face Type Sealing. ASLE Preprint 67 AM 6 C—3.
245. Samoiloff, A. A.: Mechanical Seals. Longer Runs, Less Maintenance. Chemical Engineering, (Jan. 1968) S. 130/38.
246. Savage, R. H.: The Vapor Lubrication of Graphite in Relation of Carbon Brush—Wear. Mechanical Wear. ASM (1950) S. 95.
247. Savage, R. H.: On the Friction and Wear of Graphite and other Layer—Latticed Solids. Fundamentals of Friction and Lubrication in Engineering ASLE (1954) S. 161.
248. Schaffer, R.: Gleitringdichtungen für Kreiselpumpen der chemischen Industrie. Chemie—Ing. Technik 29 (1957) H. 4, S. 241/49.
249. Schallamach, A.: Friction and Abrasion of Rubber Wear, Vol. 1 (1957/58) S. 384/417.
250. Schmidt, K.: Elektrochemisches Verhalten von Gleitwerkstoffen und Korrosionsprobleme an Gleitringdichtungen. 2. Dichtungstagung Dresden, Nov. 1964.
251. Schmitz, C. E.: The Mechanical Seal, its Construction, Application and Utility. Trans. ASME Vol. 71 (1949) S. 635/41.
252. Schnarkowski, H.: Gleitringdichtungen an Kesseln für chemische Reaktionen. Chemie—Ing.—Techn. 36 (1964) Nr. 11.
253. Schnetzer, E.: Low Leakage Clearance Seals for 600° F Potassium—Theoretical and Experimental. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—40.
254. Schoenherr, K.: Design Terminology for Mechanical End Face Seals, SAE Paper 650301.
255. Schwab, A. u. E. Linck: Gestaltung von Rührern und ihren Antrieben sowie Abdichtung der Triebwerkswellen. Chem.—Ing. Technik 30 (1958) S. 701.
256. Schwaigerer, S., u. W. Seufert: Untersuchungen über das Dichtvermögen von Dichtungselementen. BWK 3 (1951) S. 144/48.
257. Schwetzer, E., H. Ernst, H. McGrew u. J. M., T. A. Phillips: Design Criteria for Rotary Seals for a Space Environment. Part I, Rotating Fluid Ring Seal Evaluation. Part II, Screw Seal Evaluation. AFAPL—TR 65—89.
258. Scobel, H.: Untersuchungen an Gleitringdichtungen für Werkzeugmaschinen. Diss. TH., Stuttgart 1958.
259. Scott, R. B.: Cryogenic Engineering. New York 1960.
260. Scott, P. A.: PRTR mechanical seal pump operating experience, HW—76646, Aug. 1960.
261. Seely, F. B., u. J. O. Smith: Advanced Mechanics of Materials. London 1955, S. 296.
262. Sibley, L. B., et al.: A Study of Refractory materials for Seal and Bearing Applications in Aircraft Accessory Units and Rocket Motors. PB 151 483, Battelle Memorial Institute, Oct. 1958.
263. Siebel, E., u. R. Kobitsch: Verschleißerscheinungen bei gleitender, trockener Reibung. Berlin 1941.
264. Snapp, R. B.: Analytical study of fluid films in face—type shaft seals (United States Naval Engineering Experiment Station, Annapolis, Maryland, July 1962).
265. Sneek, H. J.: The Effects of Geometry and Inertia on Face Seal Performance—Laminar Flow. ASME Paper 67—WA/LUB—15.
266. Sneek, H. J.: The Effects of Geometry and Inertia on Face Seal Performance—Turbulent Flow. ASME Paper 67—WA/LUB—16.
267. Sneek, H. J.: The Misaligned Eccentric Face Seal. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—15 A, FICFS—15 B.
268. Squire, Ch. F.: Low Temperature Physics. New York 1953.
269. Staar, A.: Gleitringdichtungen in Chemiepumpen. KSB Technische Berichte 5 (1963) S. 25/35.
270. Stair, W. K.: A Bibliography on Dynamic Shaft Seals. University of Tennessee ME—5—62—3, 1962.
271. Steller, S.: Die Berechnung von Gleitlagern mit Flüssigkeitsreibung. VDI—Z. 96 (1954) Nr. 4.
272. Stephens, C. A.: Seals and Lubricants. Machine Design, Vol. 37, (Jan. 21, 1965), S. 172/76.
273. Stevens, J. B.: Metal—Bellows Types. Machine Design (March 9, 1967), S. 36/38.
274. Strom, T. N., L. P. Ludwig, G. P. Allen u. R. L. Johnson: Spiral Groove Face Seal Concepts. Comparison to Conventional Face Contact Seals in Sealing Liquid Sodium (400° F to 1000° F) ASME Paper 67—WA/LUB—17.
275. Strub, R. A.: Turbomaschinen für Kernenergieanlagen. Technische Rundschau Sulzer 3/1958.
276. Summers—Smith, D.: Laboratory Investigation of the Performance of a Radial Face Seal. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England. April 1961, Paper D 1.
277. Symons, J. D.: Seal Design Parameters and Their Effect on Seal Operating Temperature. ASME Paper 66—MD—10.
278. Tankus, H.: Axial Mechanical Seals. Machine Design, (March 9, 1967). S. 27/36.
279. Taschenberg, E. J.: Evaluation of Designs and Materials for High Speed—High Temperature Shaft Seals for Turbojet Engine Applications. Teil I. Mai 1956, PB 121 992, WADC—Report 56—267.
280. Taschenberg, E. J., Brenza, J. J., J. H. Fuchsluger u. G. F. Hyde: Titel wie [133] Teil II Dez. 1958, PB 151 915, WADS—Report 56—267.

281. **Taylor, E. R.:** A shaft seal for gas-cooled nuclear reactor rotating machinery. Proceedings of the 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper H 3.
282. **Thew, M. T.:** Further Experiments on the Hydrodynamic Disc. Seal. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Philadelphia/USA, May 1969, FICFS—39.
283. **Timm, K.:** Kreiselpumpen in der chemischen Industrie. Konstruktion, 19 Jg. (1967), H. 6, S. 201/16.
284. **Timm, K.:** Kreiselpumpen in der chemischen Industrie. KSB Technische Berichte 13, Mai 1968, S. 27/46.
285. **Тюгин В. Г., Тихонов Ю. И., Антипин Г. В.** Торцовые уплотнения для валов перемешивающих устройств химических аппаратов. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1969, № 2, с. 38—40.
286. **Ткач Л. И., Домашнев А. Д.** О механизме герметизации и оценке плотности подвижных контактных уплотнений, — Химическое и нефтяное машиностроение, 1968, № 11, с. 6—8.
287. **Trutnovsky, K.:** Berührungsdichtungen an ruhenden und bewegten Maschinenteilen. Berlin—Göttingen—Heidelberg 1958.
288. **Vereinigung der Großkesselbetreiber e. V.,** Essen: VGB—Richtwerte für das Speise— und Kesselwasser von Wasserrohrkesseln. Aug. Febr. 1968.
289. **Villim, P.:** Development of an improved tacetype mechanical shaft seal for high temperature pressurized water centrifugal circulating pumps. Proceedings of the 3rd Int. Conf. Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper B 6.
290. **Vogelpohl, G.:** Betriebssichere Gleitlager. 2. Aufl. Berlin, Springer 1967. Berlin—Göttingen—Heidelberg 1958.
291. **Vogelpohl, G.:** Reibung und Verschleiß in wirklichen Maschinen als Maßstab zur Beurteilung von Forschungsergebnissen. Forsch. Ing. Wes. 26 (1960) S. 108/16.
292. **Wanke, K.:** Kühlmedien und Kühlsysteme großer Turbogeneratoren. Konstruktion 19 (1967), H. 3, S. 97/101.
293. **Ward, R. L.:** Large diameter seals in a high pressure, sea water environment. Proceedings 2nd Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper D 4.
294. **Wasil, T. J., u. G. P. McCleary:** Sealing Corrosive Materials with Hard Carbide Alloys. ASLE Preprint 67 AM 5 C—4.
295. **Weiland, G.:** Fortschrittliche Konstruktionen für extreme Betriebsbedingungen mit Gleitringdichtungen und berührungsfreien Axialdichtungen. 3. Intern. Dichtungstagung Dresden, Nov. 1967.
296. **Weinand L. H., u. R. C. Woblewski:** The principles of Hydrodynamic Sealing in Proceedings of Seal Symposium. Research Laboratories, General Motors Corp. Report GMR—532, Sept. 1965, S. 17/35.
297. **Weissbarth, D.:** Berechnen von Flanschen an Hochdruckbehältern. VDI—Z. 102 (1960) Nr. 22, S. 1068/69.
298. **Wilcock, D. F.:** The Hydrodynamic Pocket Bearing. ASME 1955, S. 311/319.
299. **Williams, J. G.:** Shaft—Seal Systems for Large Power—Reactor Pumps. Nucleonics Vol. 23, (Febr. 1965), Nr. 2.
300. **Williams, J. G.:** High pressure pump seal development—Final Report, AEC Contract No. AT (30—1)—2682.
301. **Wilkinson, S. C. W.:** Development in the Uses of Radial Face Mechanical Seals for Gas Sealing Applications. Intern. Conf. on Fluid Sealing (Brit. Hydromech. Research Ass.) England, April 1961, Paper C 3.
302. **Wilkinson, S. C. W.:** The application of face type mechanical seals to superheated water. Proceedings 2nd Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield, England 1964, Paper D 1.
303. **Wilkinson, S. C. W.:** Large diameter shaft seal development. Proceedings of the 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Cambridge, England 1967, Paper B 5.
304. **Wisander, D. W., C. E. Maler u. R. L. Johnson:** Wear and Friction of Filled Polytetrafluorethylen Compositions in Liquid Nitrogen. Am. Soc. Lub. Eng. ASLE Transactions, Vol. 2, no. 1, April 1959, S. 55/56
305. **Wisander, D. W., u. R. L. Johnson:** Wear and Friction of Impregnated Carbon Seal Materials in Liquid Nitrogen and Hydrogen. 1960 Cryogenic Eng. Conf., Boulder, Colorado, Aug. 23—25, 1960.
306. **Wood, T. H.:** Mechanical Shaft Seals in the Chemical Industry. Trans. Instn. Chem. Engs. Vol. 32 (1954) S. 73/80.
307. **Argonne National Laboratory:** The Experimental Boiling Water Reactor. (1957) S. 33/42.
308. **Select best Pump Seal.** Chemical Engineering April 1958, S. 239/54.
309. **M. Merkel KG Handbuch «Dichtelmente»** 1959, S. 205/211.
310. **Koppers Co. Inc.:** Dynamic Sealing—Theory and Practice, 1959.
311. **Ebasco Services Inc.:** Investigation of Types of Seals for Main Coolant Pumps for Large Pressurized Water Reactor Nuclear Plants. New York 1960.
312. **Untersuchungen an Gleitring—Stopfbüschchen** (Dissertationsreferat [84]), VDI—Z. 102 (1960) S. 82/84.
313. **A Solid Film Lubricant Composition of Use at High Sliding Velocities in Liquid Nitrogen.** ASLE 1961.
314. **Dichtungen für Rührwerke.** VDI—Z. 193 (1961) Nr. 30 S. 1486/7.
315. **Pumps for Water—Cooled Power Reactors** Nucleonics. Vol. 19 (1961) Nr. 7 S. 55/63.
316. **The Seals Book.** Machine Design, Jan. 1961.
317. **Neuerungen auf dem Dichtungsgebiet.** Energie Jahrgang 15 (1963) Nr. 4 S. 147/8.
318. **Seals.** Machine Design, June 1964.
319. **Gleitringdichtungen für Kesselspeisewasserpumpen.** Brennst.—Wärme—Kraft 17 (1965) Nr. 9, S. 455.
320. **Feodor Burgmann jr.:** BURGMANN—Handbuch, Ausgabe 1969, S. 45/75.
321. **Split Seals.** Design and Components in Engineering, Mach 24, 1966.
322. **Intermediate Ring Saves Half the Wear in Dynamic Seals.** Product Engineering, (July 18, 1966) S. 32.
323. **Damping Vibrations Reduces Seal Failure.** Product Engineering. (August 1, 1966), S. 80.
324. **Seals.** Machine Design, (March 1967).
325. **Hydrodynamische Gleitringdichtung.** Pumps—Pompes—Pumpen, (Mai 1969—33), S. 276.
326. **Bach, M.:** Hochdruckpumpen: gelöste Dichtungsprobleme. Maschinenmarkt Würzburg, 76 (1970) Nr. 29—FK33.
327. **Batkis, G. S.:** Experimentelle Untersuchung von Hochgeschwindigkeitsgleitdrucklagern für Kreisverdichtmaschinen (Russ. Übers.) Vestnik masinostroenija 53 (1973) Nr. 6, S. 32/34.
328. **Battilana, R. E.:** Fretting corrosion under mechanical seals. Chemical Eng. March 8, 1971, S. 130/132.
329. **Bell R. P., I. J. Billingham u. U. Kiesners:** Design and use of a large shaft seal test rig. 5th Int. Conference on Fluid Sealing Coventry/England 1971, Paper H 5.
330. **Bernd, L. H.:** Survey of the theory of mechanical face seals. I. Lubr. Eng. 24, 10, S. 479/84, Oct. 1968.
331. **Bernd, L. H.:** Survey of the theory of mechanical face seals II. Lubr. Eng. 24, 11, S. 525/30, Nov. 1968.
332. **Bernd, L. H.:** Survey of the theory of mechanical face seals III. Lubr. Eng. 24, 12, S. 597/604, Dec. 1968.
333. **Blach, A. E.:** Thermoelastic behaviour of sealing rings for mechanical seals. 6th Int. Conf. on Fluid Sealing, Munich 1973, Paper D 3.
334. **Blanchot, P. L. Mougey u. J. Pommier:** Banc d'essais de garnitures mécaniques d'étanchéité. Electricite de France, Juni 1973.
335. **Bussemaker, E. J.:** The development of floating ring type shaft seals for centrifugal compressors. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry/England 1971, Paper B 2.
336. **Bussemaker, E. J., u. G. G. Hirs:** Viscoseals for free surface sodium pumps. 5th Int Conf. on Fluid Sealing, Coventry/England 1971, Paper B 3.

337. **Centemeri, L.:** Development of a shaft mechanical seal for steam circulators. 6th Int. Conf. on Fluid Sealing, Munich 1973, Paper F 1.
338. **Dahlheimer, J. C.:** Stretching the life of face seals. *Machine Design*, 42, 27, pp. 170/73, Nov. 12, 70.
339. **Diederich, H.:** Entwicklungsstand von Kesselspeisepumpen für konventionelle und nukleare Kraftwerke grosser Leistungen. Pumpentagung Karlsruhe 2. — 4.10.73, Sektion K 1.
340. **Домашнев А. Д., Антипин Г. В.** Влияние условий эксплуатации на надежность торцового уплотнения. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1972, № 11, с. 30—31.
341. **Домашнев А. Д., Мельник В. А.** Расчет нагруженности торцовых уплотнений. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1972, № 9, с. 6—8.
342. **Домашнев А. Д., Ткач Л. И., Лазарев Г. Е., Гопис А. Д.** Экспериментальное исследование торцовых уплотнений для газообразных сред. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1970, № 11, с. 8—10.
343. **Домашнев А. Д., Сергиенко В. К.** Об особенностях работы торцового уплотнения с эллиптическим кольцом. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1973, № 11, с. 14—15.
344. **Eisner, J. H.:** Kompakte Gleitringdichtung hoher Betriebssicherheit. Konstruktion (1969) Nr. 6, S. 236/37.
345. **Findlay, J. A.:** Inward pumping in mechanical face seals. *ASME Transactions* 418/July 1969.
346. **Finkin, E. F.:** A theory for the effects of film thickness and normal load in the friction of thin films. *ASME Transactions* 552/July 1969.
347. **Frei, A., u. J. Kündig:** Pumpen für Kernkraftwerke. *Techn. Rundschau SULZER* 3/71, 135/44.
348. **Gaffal, K.:** Entwicklungskonzeption von Primärkühlmittelpumpen für Kernkraftwerke. Pumpentagung Karlsruhe 2.—4.10.73, Sektion K 1.
349. **Gawlinski, M.:** Einfluß der Oberflächenrauigkeit auf die Paarung Metall—Graphit in Gleitringdichtungen. 5. Int. Dichtungstagung, Dresden 1974, Sektion 4.
350. **Golubiev, A. I.:** Thermocracking of seal faces in mechanical seals. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry/England 1971, Paper A 2.
351. **Golubiev, A. I.:** Untersuchungen des Verschleißmechanismus von Gleitringdichtungen. 5th Int. Dichtungstagung, Dresden, 1974, Sektion 4.
352. **Грискин Е. Н., Лагутин В. И.** Исследование масляной пленки в зазоре торцового уплотнения электробура. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1971, № 9, с. 35—37.
353. **Griskin, E. N., u. V. N. Naidyonov:** Wear—resistant fluid—tight seal systems of rotary shafts. 6th Int. Conf. on Fluid Sealing, Munich 1973, Paper F 2.
354. **Hartmann, H.:** Über den Temperaturverlauf und die Einsatzgrenzen von trockenlaufenden Graphitdichtungen. Dissertation 1970, TH Darmstadt.
355. **Hershey, L. E.:** Evaluation of an air cooled heat exchanger for mechanical seals. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry/England 1971, Paper A 3.
356. **Hirabayashi, H., u. H. Ishiwata:** Effect of difference in construction of mechanical seals on sealing characteristics. 6th Int. Conf. on Fluid Sealing, Munich 1973, Paper F 3.
357. **Hotmann:** Beitrag zur Klärung der Arbeitsweise von Gleitringdichtungen. 5. Int. Dichtungstagung, Dresden 1974, Sektion 4.
358. **Hoppel, R. W.:** Primary nuclear pumps. *Nuclear Eng. Int. Dec.* 1971, S. 1004/05.
359. **Hüttl, A.:** Die bisherige Erprobung von Axialpumpen. *Kerntechnik* 11 (1969), Nr. 9/10, S. 564/72.
360. **Iny, E. H.:** The design of hydrodynamically lubricated seals with predictable operating characteristics. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry 1971, Paper H 1.
361. **Jackson, Ch.:** Practical Guide to mechanical seals. *Hydrocarbon Processing* Jan. 1968, Vol. 47, No. 1.
362. **Jafs, D.:** The finatom loop test rig. *Nucl. Eng. Int. Dec.* 71, S. 1008/09.
363. **Jagger, E. T., u. D. Wallace:** Further experiments on the sealing mechanism of a synthetic rubber lip type seal operating on a rotating shaft. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 1973, Vol. 187, 29/73.
364. **Jost, H., A. Rötter u. E. Wesnigk:** Ein neuer Weg zur Verbesserung der Verschleißfestigkeit von PTFE—Dichtungswerkstoffen und die Anwendung bei Wellendichtungen.
365. **Юдицкий Ф. Л., Гринпресс Б. Л., Семенов Ю. Л.** Исследование уплотнений с плавающими кольцами на винтовом компрессоре. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1972, № 10, с. 7—8.
366. **Юдицкий Ф. Л., Гринпресс Б. Л., Семенов Ю. Л.** Разъемное торцовое уплотнение для винтовых компрессоров. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1971, № 2, с. 40.
367. **Karow, K.:** Concentric double screw seals with laminar flow. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry/England 1971, Paper B 4.
368. **Керзенбаум Я.** Исследование пары трения сталь—углеграфит в торцовых уплотнениях. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1971, I, с. 37—38.
369. **Kluge, G.:** Dichtungen im Spiegel der neueren Literatur unter besonderer Berücksichtigung der Patentliteratur. *Gummi, Asbest, Kunststoffe* 6/1971, S. 618/22.
370. **Koch, R.:** Gleitringdichtungen zum Einsatz gegen abrasive Medien. *BURGMANN—Firmensonderdruck* 9/VI/71.
371. **Koch, R.:** Tenute meccaniche per impiego in sostanze abrasive. *La nuova chimica* No.4/April 1970.
372. **Kornbichler, H., u. W. Ringeis:** Das 800—MW—Kernkraftwerk Brunsbüttel. *Atomwirtschaft* April 1970.
373. **Kral, E.:** A comparison of the stiffness friction losses and thermal distortions of hydrostatic seals. 6th Int. Conf. on Fluid Sealing, Munich, 1973, Paper D 4.
374. **Kratzer, A.:** Korrosions— und Erosionsschäden an Pumpen für die Chemie und Verfahrenstechnik. Pumpentagung Karlsruhe 2. — 4.10.73, Sektion K 7.
375. **Laumer, H., u. D. Florjancic:** Mechanical seals for high pressures and high circumferential speeds. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry/England 71, Paper A 4.
376. **Затуловский А. Н., Лазарев Г. Е., Антипин Г. В., Обоянский Я. А., Гопис А. Д.** Торцовые уплотнения для эмалированных реакторов. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1972, № 3, с. 43.
377. **Легкий И. Н., Мицкевич А. И., Никитин В. А.** Графитовые уплотнения вращающихся валов, работающие в широком диапазоне угловых скоростей и температур. — *Вестник машиностроения*, 1969, № 4, с. 29—32.
378. **Liss, D. B.:** Unusual problems associated with applications applying mechanical end face seals on chemical process and petroleum industry applications. *ASLE Fluid Sealing Course, Houston* 1972, Sess. 10, Topic X.
379. **Lohou, J.:** Angular misalignments and squeeze—film effects in radial face seals. 6th Int. Conf. on Fluid Sealing, Munich 1973, Paper D 2.
380. **Lukavasky, J. u. J. Salus:** Zwei Abdichtlösungen für Rührwerkskessel. 5. Int. Dichtungstagung, Dresden 1974, Sektion 4.
381. **Lymer, A.:** Selecting a mechanical seal. *Pumps—Pompes—Pumpen* 1970—46, S. 382/88.
382. **McKenzie, D.:** A comparison of the cost—effectiveness of soft packing materials and renewable—face mechanical seals. *Pumps—Pompes—Pumpen* 1971.
383. **Mayer, E.:** Axiale Gleitringdichtungen. 4. Aufl. Dusseldorf: VDI—Verlag 1970.
384. **Mayer, E.:** High duty mechanical seals for nuclear power stations. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry/England 1971, Paper A 5.
385. **Mayer, E.:** Hochleistungs—Gleitringdichtungen für Druck— und Siedewasserreaktoren. *BURGMANN—Firmensonderdruck* 10/IX/71.
386. **Mayer, E.:** High duty mechanical seals for pressurised and boiling water reactors. *BURGMANN—Firmensonderdruck* 10/IX/71.

387. **Mayer, E.:** Neuartige Gleitringdichtungen für Kernkraftwerke. Atomwirtschaft XVII Nr. 1, Jan. 72, S. 49/51.
388. **Mayer, E.:** New developments in mechanical seals for nuclear power stations. Atomwirtschaft Vol. 17 No. 1, Jan. 72, S. 49/51.
389. **Mayer, E.:** Garnitures mécaniques à hautes performances pour centrales nucléaires. Latty International, Paris, Firmensonderdruck 1972.
390. **Mayer, E.:** Mechanical Seals 2nd edition. London: Butterworth 1972.
391. **Mayer, E.:** Garnitures Mécaniques d'Étanchéité. Paris: Dunod 1972.
392. **Mayer, E.:** Mechanical seals for high speed boiler feed pumps. Pumps—Pompe—Pumpen—Pumpen Febr. 73, S. 62/65.
393. **Mayer, E.:** Hochgeschwindigkeits—Gleitringdichtungen für Großspeisepumpen. BURGMANN—Firmensonderdruck 12D/111/73.
394. **Mayer, E.:** Der Einsatz neuartiger Gleitringdichtungen in modernen Kraftwerksanlagen. 5. Int. Dichtungstagung, Dresden 1974, Sektion 4.
395. **Metcalfe, R.:** A fluid mechanical analysis of axisymmetric face seals on the basis of constant viscosity, laminar flow. Atomic Energy of Canada 4073/Dec. 1971.
396. **Metcalfe, R.:** An analysis and optimization of geometry for pocket and orifice—type hydrostatic face seals. Atomic Energy of Canada 4145/March 1972.
397. **Metcalfe, R.:** Surface flatness measurement by broad source interference,—related to mechanical face seals. Atomic Energy of Canada 4208/May 1972.
398. **Metcalfe, R.:** Performance analysis of axisymmetric flat face mechanical seals. 6th Int. Conf. on Fluid Sealing, Munich 1973, Paper D 1.
399. **Metcalfe, R.:** Performance analysis of axisymmetric flat face mechanical seals. Atomic Energy of Canada 4432/Febr. 1973.
400. **Millar, T. R.:** The application of an angled face, large diameter seal to a reversible pump turbine shaft. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry 1971, Paper A 1.
401. **Morris, T. L.:** Bellows mechanical seals. Chemical and Process Eng. March 1972.
402. **Müller, H. K.:** Face Seals: hydrostatic and hydrodynamic. ASLE Fluid Sealing Course, Houston, May 72, Sess. 6, Topic IX.
403. **Müller, K. H.:** Die Ausbildung des thermischen Keils, untersucht an einer Gleitringdichtung für 100 mm Wellendurchmesser. 5. Int. Dichtungstagung, Dresden 1974, Sektion 4.
404. **Müller, J.:** Druckübertragung an Gleitflächen bei erhöhtem Umgebungsdruck. Konstruktion 24 (1972) S. 401/06.
405. **Nau, B. S.:** A review of recent rotary face seal literature. Review and Bibliography on Aspects of Fluid Sealing, BHRA 1972, Paper C.
406. **Newman, G. T., O. D. Smith, C. R. Brooks u. D. Matthes:** Application of electron microscopy to the study of surface topography and subsurface microstructure in wear. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry 1971, Paper H 2.
407. **Nothacker, H.:** Die Auslegung von Gleitringdichtungen, 5. Int. Dichtungstagung, Dresden 1974, Sektion 4.
408. **Pape, J. G.:** Einige Bemerkungen über Berührungsdichtungen rotierender Wellen Chemiker—Zeitung (1968) Nr. 20, S. 745/48.
409. **Pape, J. G.:** Fundamental Aspects of Radial Face Seals. Dissertation TH Delft, 1969.
410. **Passera, W.:** Concentric—running screw viscosity seals in laminar flow, I—Theory. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry 1971, Paper B 5.
411. **Passera, W.:** Concentric—running screw viscosity seals in laminar flow, II—Experiments. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry 1971, Paper B 6.
412. **Pedotti, G. P.:** Projektierungsfragen bei großen Kesselspeisepumpenanlagen. Techn. Rundschau SULZER 2/71, S. 69/77.
413. **Phillips, J. J.:** Mechanical shaft seals—development and application for main cooling water pumps in power stations. Pumps—Pompe—Pumpen 1972, S. 236/39.
414. **Rajakovics, G. E.:** On the sealing mechanism of dynamic fluid seals. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry 1971, Paper A 6.
415. **Шатаев Е. В., Стародубов Р. М., Волкова М. Д.:** Результаты экспериментального исследования торцовых уплотнений аппаратов высокого давления. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1973, № 8, с. 44—45.
416. **Schindler:** Wärmetechnische Probleme bei Gleitringdichtungen. 5. Int. Dichtungstagung, Dresden 1974, Sektion 4.
417. **Seifert, E.:** Die Abdichtung von Rührwerken. Verfahrenstechnik 3 (1969) 11, S. 501/05.
418. **Shaw, C. P., jr.:** Training: key to mechanical seal life. Hydrocarbon Process. Febr. 1971, S. 121/24.
419. **Соколов В. И., Шибаров В. В., Бедер Л. М., Мальков Л. Б., Янков В. М.:** Торцовое уплотнение для валов аппаратов, перерабатывающих прядильные растворы и суспензии полимеров. Химическое и нефтяное машиностроение, 1973, № 4, с. 38—39.
420. **Strugala, E. W.:** The nature and causes of seal carbon blistering. 27th ASLE annual meeting, Houston/Texas 1972, May 1—4, preprint 72 AM 8.
421. **Тюгин В. Г., Тихонов Ю. И., Антипин Г. В.:** Торцовые уплотнения для валов перемешивающих устройств химических аппаратов. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1969, № 2, с. 38—40.
422. **Ткач Л. И., Домашнев А. Д.:** О механизме герметизации и оценке плотности подвижных контактных уплотнений. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1968, № 11, с. 6—8.
423. **Trytek, J. J.:** The application of mechanical end face seals for hot water service. ASLE Ann. Meeting, Houston May 72, Paper 24.
424. **Tschacher, M.:** Dichtungen aus PTFE. Sonderdruck 6060. die maschine Heft 11/1972.
425. **Victor, K. H.:** Neuzeitliche Gleitringdichtungen im Apparatebau: Die Abdichtung von Bodeantrieben an Rührkesseln unter Druck. Fachauschuß «Konstruktionselemente des Apparatebaus» der verfahrenstechnischen Gesellschaft VDI 1969, Würzburg.
426. **Vol'brom, B. A.:** Resultate einer Untersuchung der Technologie und der Verschleißstabilität metallkeramischer Gleitringdichtungen (Russ. Übers.). Vestnik masinostroenie 53 (73) 11, S. 42/44.
427. **Versollmann, W.:** Hauptkühlmittelpumpen für Kernkraftwerke. Pumpentagung Karlsruhe 2. — 4.10.1973, Sektion K 1.
428. **Watson, R. D.:** High pressure rotary face—type shaft seals for water applications. Atomic Energy of Canada 2249/Dec. 1964.
429. **Watson, R. D.:** Effect of seal ring deflection on the characteristics of face—type mechanical shaft seals in high pressure water. Atomic Energy of Canada 2242/April 1965.
430. **Watson, R. D.:** Performance testing of conical—face high pressure rotary shaft seals. Atomic Energy of Canada 2551/Nov. 1965.
431. **Watson, R. D.:** Endurance tests on large hydrostatic (conicalface) and hydrodynamic (taper—face) rotating shaft seals in pressurized water. Atomic Energy of Canada 4367/Jan. 1973.
432. **Webster, G. R.:** Water reactor circulating pumps. Nuclear Eng. Int. Dec. 1971.
433. **Wiemer, H., u. H. Stein:** Untersuchungen über das Reibungs — und Verschleißverhalten an Polytetrafluoräthylen — Verbundstoffen in Vergleich zu Kunstkohle und Sintermetall. Sonderdruck VDI—Z Nr. 1 u. 5/73.
434. **Wilkinson, S. C. W.:** Rotary shaft sealing under extremes of temperature and pressure. Process Eng. Febr. 1970.
435. **Zikeev, V. A., u. I. S. Ushakov:** Experimental study of leakage, pressure distribution and equilibrium conditions in plane annular films of 1 to 15 microns thickness. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry 1971, Paper H 3.
436. **Zorowski, C., u. H. Hill:** Post mechanical separation in elastically supported rotary face seals. ASLE Transactions 14, 73/80.
437. **Zuk, J., L. P. Ludwig u. R. L. Johnson:** Compressibility flow across shaft seal faces. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, Coventry 1971, Paper H 6.

Указатель терминов

- А**
Адгезионный износ 121
Ацетилен 215
- Б**
Барботаж жидкости 171
- В**
Вибрация 136
Витон 32
Внутреннее расположение контрольца 24
Встроенная система воздушного охлаждения 268
Вспомогательный сальник 183
Высокотемпературное уплотнение 202
Высокопроизводительный циркуляционный насос 222
Вязкий сплав 204
- Г**
Газовая подушка 258
Газойль 215
Гексан 203
Геометрия зазора 64
Гидравлический затвор 192
Гидродинамическое торцовое уплотнение 28
Гидродинамически — гидростатическое торцовое уплотнение 28
Гидродинамические циркуляционные канавки 93
Гидростатическое торцовое уплотнение 27
Горячая посадка 37
Градиент температуры 58
Граничное трение 75
Графит 104
- Д**
Давление в зазоре 69
Давление запирающей жидкости 193
Давление от действия центробежных сил 76
Десорбция 112
Двухпоточное насосное устройство 202
Диаграмма давление—мощность 252
Диаметральный натяг колец круглого сечения 30
Дифференциальный регулятор давления 192
Долговечность 144
Допуск на размер отверстия 37
- Ж**
Жидкий кислород 206
Жидкостное трение 151
- З**
Запирающий газ 204
Запирающая жидкость 28
Затраты на производство 188
- И**
Излучение 245
Измерение неплоскостности 51
Изменение формы уплотнительного зазора 52
Интерференционный контроль 51
Искажение уплотнительного зазора 52
Искусственный уголь 102
Испытательный стенд 43
- К**
Карбид 118
Карбид вольфрама 207
Карбид металла 209
Карбид титана 118
Каркас 258
Каучук «буна—С» 32
Клинообразный зазор 51
Кольцо круглого сечения 30
Кольцо клинообразного сечения 30
Кольцо круглого сечения с двойной обочкой 30
Конвекция 163
Коническая пружина 183
Контактное давление 69
Контрольцо 16
Концентрация напряжений 42
Коррозионный износ 121
Коэффициент зазора 84
Коэффициент нагрузки 26
Коэффициент полноты микропрофиля 67
Коэффициент температурной трещиностойкости материала 139
Коэффициент теплопроводности 88
Коэффициент трения 125
Кратерообразный скол 226
Круговые канавки 98
- Л**
Лабиринт 34
- М**
Магнитное торцовое уплотнение 22
Магнитный фильтр 230
Материалы уплотнительных колец 101
Металлокерамика 108
Многослойный материал 165
Монохроматическое освещение 51
Морская вода 211
- Н**
Нагруженное торцовое уплотнение 26
Направление течения 78
Напорная винтовая нарезка 259
Наружное расположение контрольца 25
Насос для подачи газойля 215
Насосное устройство 196
Натриевое охлаждение 244
Несущая поверхность 135
Низкотемпературное уплотнение 204
Нулевая утечка 50
- О**
V-образное кольцо 15
Ограждение пружины 214
Окись алюминия 211
Оксид металла 117
Омеднение 133
Опасность блокировки 203
Опасность разрушения 182
Опорное кольцо 30
Отвод утечки 193
Отложение 216
Отложение меди 133
Отношение размеров паза 95
Охлаждающий впрыск 203
Охлаждающая жидкость 188
Охлаждение контрольца 165
- П**
Патроноподобный узел 227
Пентан 216
Первичное уплотнение 207
Питательный насос 220
- Плоская стеклянная пластина 51
Плоскопараллельный зазор 50
Плавающее торцовое уплотнение 26
Плавающее промежуточное кольцо 199
Подшипный насос 195
Подшипный привод 197
Подружбинная манжета 30
Показатели материала 102
Политетрафторэтилен 30
Пористость 101
Пористое хромирование 92
Предварительное охлаждение 226
Прессованная синтетическая смола 111
Прессовая посадка 37
Приспособление к уплотнению 238
Продукты крекинга 202
Продукты полимеризации 215
Промывка 216
Пропитка 113
Пружина 21
- Р**
Радиальные пазы 93
Разгруженное торцовое уплотнение 26
Разгрузочная втулка 26
Раскрытие стыка уплотнительных поверхностей 26
Раствор едкого натра 213
Расчет толщины стенки 39
Резервное уплотнение 250
Риски 68
Рубашка охлаждения 186
- С**
Световая полоса 51
Свинцовистая бронза 91
Сегментные круговые канавки 96
Сетка фильтра 242
Сжиженный газ 204
Силиконовый каучук 32
Сильфон 21
Синтезированный продукт 213
Синтетическая смола 112
Скачок давления 179
Склонность к сварке 161
«Смазка мертвого конца» 234
Смешанное трение 153
Соляной раствор 211
Сплав инвар 106
Сплав хастеллой Б 106
Сплав хастеллой Ц 106
Способ стопорения 182
Статический заряд 213
Стеллит 104
Стенд для испытаний уплотнений перемешивающих устройств 46
Стенд для испытаний при сверхвысоком давлении 45
Стенд для испытаний на износ 43
Стенд для испытаний уплотнений при высоких скоростях 46
Стойкость к воздействию борной кислоты 245
Струйный износ 121
Схема компоновки 24
- Т**
Тандемная схема 183
Твердость колец круглого сечения 30
Твердое никелирование 104
Твердая частица 133
Твердость по Шору 30
Твердосплавные накладки 208
Твердый уголь 112
Температура в уплотнительном зазоре 163
Температурная деформация 59
Термогидродинамическое уплотнение 93
Термосифонное охлаждение 194
Термосифонный эффект 223
- Технически сухое трение 161
Торсионный испытательный стенд 43
Торцовое уплотнение питательных насосов 220
Торцовое уплотнение сверхвысокого давления 197
Торцовое уплотнение с плоскопараллельным зазором 67
Трение в вакууме 162
Трение между торцовыми поверхностями 150
Трение при низких температурах 162
Трещины от термических напряжений 99
Турбулентные потери 227
- У**
Уголь, пропитанный металлом 115
Уплотнение 13
Уплотнение в виде патроноподобного узла 227
Уплотнение высокоскоростного вала 201
Уплотнение двойного действия 29
Уплотнение коленчатого вала 16
Уплотнение компрессора 199
Уплотнение насоса, работающего в плавательном бассейне 207
Уплотнение — рабочее колесо (крыльчатка) 202
Уплотнение погружного насоса 208
Уплотнение с металлическим сильфоном 203
Уплотнение с плавающим промежуточным кольцом 161
Уплотнение со стальным уплотнительным кольцом 210
Уплотнение перемешивающего устройства 29
Уплотнение реактора, охлаждаемого водой под давлением 246
Уплотнительная головка 29
Уплотнительный зазор 23
Уровень радиации 243
Усилие пружины 23
Установка для поддержания давления запирающей среды 194
Утечка 49
- Ф**
Фильтрующий стакан 214
Фланцевая рубашка охлаждения 192
Фторсиликоновый каучук 32
Футеровка 112
- Х**
Хром 116
Хромовое литье 116
- Ц**
Циклонный сепаратор 242
Циркуляционное течение 76
Циркуляция запирающей жидкости 195
- Ч**
Чехол (сильфон) 18
- Ш**
Шероховатость поверхности 66
- Э**
Эксплуатационная надежность 177
Эластомер 32
Электрографит 112
Электролитическая коррозия 211
Этилен — пропилен 223
Этилен — пропиленовый каучук 32
Эрозионный износ (размыв) 136

Список фирм-изготовителей

- [1*] Борг-Вонер микэникэл силс (Borg-Warner Mechanical Seals), г. Лос-Анджелос штат Калифорния, США.
- [2*] Феодор Бургман Дихтунгсверк (Burgmann, Feodor, Dichtungswerk), г. Вольфратсхаузен, ФРГ.
- [3*] Крейн пэкинг компани (Crane Packing Comp.), г. Мортон Гров, штат Иллинойс, США.
- [4*] Дьюблин компани (Deublin Comp.), г. Нортбрук, штат Иллинойс, США.
- [5*] Дьюраметэллик корпорейшн (Dugametallic Corp.), г. Каламазу, штат Мичиган, США.
- [6*] Флексибокс (Flexibox G. m. b. H.), г. Франкфурт-на-Майне, ФРГ.
- [7*] Кеннэметл (Кеппаметал Инс.), г. Латроб, штат Пенсильвания, США.
- [8*] Копперс компани (Koppers Co. Inc.), г. Балтимор, штат Мериленд, США.
- [9*] Густав Бах купфер-асбест компани (Kupfer-Asbest Co., Gustav Bach), г. Хайльбронн-на-Неккаре, ФРГ.
- [10*] Магнетик сил корпорейшн (Magnetic Seal Corp.), Баррингтон, штат Род-Айленд, США.
- [11*] Меркельверке (Merkelwerke), г. Гамбург-Вильгельмсбург, ФРГ.
- [12*] Пэркер сил компани (Parker Seal Comp.), Кольвер Сити, штат Калифорния, США.
- [13*] Пьюэ кабэн компани (Pure Carbon Co.), г. Сан-Мэрис, штат Пенсильвания, США.
- [14*] Шунк и Эбе (Schunk i. Ebe), г. Гисен, ФРГ.
- [15*] Стэкпул кабэн компани (Stackpole Carbon Co.), г. Сан-Мэрис, штат Пенсильвания, США.

ИБ № 1775

Эрхард Майер

ТОРЦОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Редактор **З. М. Рябкова**

Художественный редактор
Н. А. Парцевская

Корректор **А. П. Озерова**

Технические редакторы: **Н. В. Тимофеевко, Л. А. Макарова**

Переплет художника **А. Я. Михайлова**

Сдано в набор 24.05.78.

Подписано в печать 06.09.78.

Формат 60×90^{1/16}.

Бумага типографская № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая.

Усл. печ. л. 18,0. Уч.-изд. л. 19,25.

Тираж 6500 экз. Заказ 954

Цена 1 р. 70 к.

Издательство «Машиностроение»,
107885, Москва, ГСП-6, 1-й
Басманный пер., 3

Ленинградская типография № 6
Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательства, полиграфии
и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144,
ул. Моисеенко, 10